

Beitrag zur Analyse und Optimierung einer Wasserddruckmaschine

Contribution to the Analysis and Optimisation of a Hydraulic Pressure Machine

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation von Olivier Schwyzer M.Eng. aus Delémont (CH)

Tag der Einreichung: 23.11.2016, Tag der Prüfung: 07.02.2017

Darmstadt 2017 — D 17

1. Gutachten: Prof. Dipl.-Ing. Dr. nat. techn. Wilhelm Urban
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Nicole Saenger
3. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lehmann



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Bau- und Umweltingenieur-
wissenschaften

Beitrag zur Analyse und Optimierung einer Wasserdruckmaschine
Contribution to the Analysis and Optimisation of a Hydraulic Pressure Machine

Genehmigte Dissertation von Olivier Schwyzer M.Eng. aus Delémont (CH)

1. Gutachten: Prof. Dipl.-Ing. Dr. nat. techn. Wilhelm Urban
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Nicole Saenger
3. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lehmann

Tag der Einreichung: 23.11.2016

Tag der Prüfung: 07.02.2017

Darmstadt — D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-59928

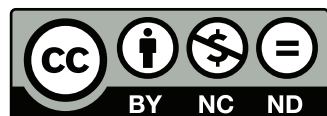
URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/5992>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung 4.0

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

Kurzfassung

Die Wasserdruckmaschine (WDM) ist ein Energiewandler zur Nutzung geringer Fallhöhen zwischen 0,5 und 2,5 m in kleinen Fließgewässern und Bewässerungskanälen. Charakteristisch für die Technologie sind die geringe Anzahl Schaufeln, die große geschlossene Nabe zum Aufstau des Oberwassers, der drehzahlvariable Betrieb sowie der Antrieb des Rades vorwiegend durch Druckunterschied zwischen Ober- und Unterwasser. In den letzten zehn Jahren wurden von verschiedenen Institutionen zahlreiche Untersuchungen mit unterschiedlichen Laufrädern an physikalischen Modellen und Pilotanlagen durchgeführt. In der vorliegenden Arbeit werden die bisher durchgeführten Untersuchungen, die von Erfindern angemeldeten Patente und die entwickelten Theorien ausführlich vorgestellt und diskutiert. Die Ergebnisse der bisherigen Untersuchungen sind bezüglich des maximalen hydraulischen Wirkungsgrades und der Drehzahl-schwankungen widersprüchlich. Im Zentrum der vorliegenden Arbeit stehen neben der Auflösung dieser Widersprüche die detaillierte Analyse der Spaltverluste sowie die Analyse weiterer geometrischer Varianten. Dazu wurde ein großmaßstäblicher Modellversuch an der Hochschule Darmstadt geplant, aufgebaut und untersucht. Das Modellrad ist vorwiegend aus Stahl gefertigt, hat 12 Schaufeln, einen Außendurchmesser von 1,1 m und eine Breite von 0,8 m. Die Geometrie des Rades ist zur Energiegewinnung optimiert und basiert auf den Ergebnissen aus der Literatur. Sämtliche Messgrößen zur Bestimmung der mechanischen Leistung und des hydraulischen Wirkungsgrades werden elektronisch erfasst und verarbeitet. Die Auswertung orientiert sich zwecks Vergleichbarkeit mit anderen Technologien an der IEC-60193. Mit dem getesteten, großmaßstäblichen Modell wird ein maximaler hydraulischer Wirkungsgrad von ca. 60 % erreicht. Hohe Wirkungsgrade werden bei geringen Drehzahlen (ca. 4,0 bis 5,6 min⁻¹) und Durchflüssen erreicht. Bei geringen Drehzahlen zeigen sich allerdings hohe Drehzahl-schwankungen, die auf die gewählte Anzahl Schaufeln zurückzuführen sind. Diese Schwankungen, bis ca. ±10 % der mittleren Drehzahl, stellen eine besondere Herausforderung für nachfolgende Komponenten der Energiewandlung dar. Alternative Schaufelaufsätze aus einer Kombination aus Stahl und EPDM Kunststoff zeigen im Vergleich zu reinen Stahlaufsätzen gleiche Ergebnisse bezüglich der Leistungskennwerte, jedoch bessere bezüglich der ökologischen Durchgängigkeit. Die Spaltverluste sind bei Betrieb des Rades geringer als die in der Literatur alleine dokumentierten Werte für den Stillstand des Rades. Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag zur Einordnung und zur Weiterentwicklung der Technologie und zeigt die maßgeblichen Entwicklungsfelder auf.

Schlagwörter: Kleinstwasserkraft, Wasserdruckmaschine, Leistungskennwerte, Spaltverluste

Abstract

The Hydrostatic Pressure Machine (HPM) is an energy converter to exploit very low head differences between 0.5 and 2.5 m in small streams and irrigation canals. Special features of this technology are the small number of blades, a relatively large closed central hub to dam up the upstream water level and the operation of the wheel at variable speeds. Furthermore, the HPM is mainly driven by the pressure difference between upstream and downstream water level. In the last decade various studies have been carried out by different institutions to investigate the technology. Numerous physical models with different runners and two pilot plants have been tested. In this thesis all previously conducted research as well as patent applications and theories developed concerning the technology are presented and discussed in detail. Literature review revealed contradictions regarding the maximum achievable hydraulic efficiency and the presence of rotational speed fluctuations. In order to resolve these contradictions and to analyse gap losses and additional geometrical variations in detail, a large scale physical model was designed, built and tested at the University of Applied Sciences Darmstadt. The tested HPM model is mainly built from steel, has 12 blades, an outer diameter of 1.1 m and a width of 0.8 m. The geometry of the wheel was chosen based on optimal results from the literature review regarding power output. All measured quantities to determine mechanical power and hydraulic efficiency of the machine are captured and processed electronically. For comparability reasons with other technologies, data analysis is done according to IEC-60193. With the large scale physical model a maximum hydraulic efficiency of approx. 60 % is reached. High efficiency rates are reached at low rotational speeds (approx 4.0 to 5.6 rpm) and flow rates. Rotational speed fluctuations are due to the small number of blades and reach highest values at low speeds. These fluctuations of $\pm 10\%$ of the average rotational speed constitute the major challenge for the future development of the technology. Results show that alternative blade tips made from EPDM rubber reach similar values of hydraulic efficiency and mechanical power output, but have significant advantages regarding the continuity for aquatic life compared to usual blade tips made from steel. For gap sizes larger than the technical minimum, gap losses are smaller as compared to that found in the literature. The present work makes a contribution to the improvement and classification of the HPM technology and points out further fields of development.

Keywords: Micro hydro, Hydraulic Pressure Machine, Performance, Gap Loss

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Veranlassung	1
1.2	Zielsetzung	2
1.3	Aufbau der Arbeit	2
2	Stand der Forschung	5
2.1	Definition Wasserdruckmaschine (WDM)	5
2.1.1	Kurzbeschreibung	5
2.1.2	Nomenklatur	6
2.1.3	Abgrenzung und Vergleich zu anderen Technologien	7
2.2	Bisherige Untersuchungen	10
2.2.1	Hintergrund / Historie	10
2.2.2	Laboruntersuchungen	12
2.2.3	Pilotanlagen	19
2.2.4	Patente	22
2.2.5	Zusammenfassung und Diskussion Bisherige Untersuchungen	25
2.3	Theoretische Arbeiten / Entwickelte Theorien	29
2.3.1	Energiewandlung	29
2.3.2	Theoretische Leistung	30
2.3.3	Spaltverluste	32
2.3.4	Einlaufverluste	36
2.3.5	Turbulenzverluste	37
2.3.6	Auslaufverluste	38
2.3.7	Weitere Verlustanteile und Drehzahl-Durchfluss Beziehung	39
2.3.8	Zusammenfassung und Diskussion Theoretische Arbeiten	40
2.4	Zusammenfassung und Forschungsbedarf	42
2.4.1	Zusammenfassung	42
2.4.2	Forschungsbedarf	42
3	Entwickelte Versuchsanlage und Versuchsdurchführung	45
3.1	Anforderungen	45
3.1.1	Allgemein	45
3.1.2	Radgeometrie	46
3.1.3	Betriebsparameter	47
3.2	Versuchsaufbau und Durchführung der Leistungsmessungen	48
3.2.1	Aufbau	48
3.2.2	Untersuchte Varianten	53
3.2.3	Messwertnahme	55
3.2.4	Auswertung	59
3.2.5	Datenaufzeichnung und Datenverarbeitung	61
3.2.6	Versuchsdurchführung	64
3.3	Versuchsaufbau und Durchführung der Messungen zur mechanischen Verlustleistung	66
3.3.1	Aufbau	66

3.3.2	Untersuchte Varianten	67
3.3.3	Messwertnahme	67
3.3.4	Auswertung	68
3.3.5	Datenaufzeichnung und Datenverarbeitung	68
3.3.6	Versuchsdurchführung	69
3.4	Messunsicherheit	70
3.4.1	Allgemein	70
3.4.2	Anwendung auf die Messgrößen	71
3.4.3	Fehlerfortpflanzung	73
4	Ergebnisse und Diskussion	75
4.1	Mechanische Verlustleistung	75
4.2	Allgemeine Kennwerte	78
4.2.1	Dimensionsanalyse	78
4.2.2	Drehzahl-Durchfluss und Drehzahl-Drehmoment Beziehung	80
4.2.3	Einfluss des Wasserstandes auf Leistungskennwerte	83
4.2.4	Mechanische Leistung	87
4.2.5	Hydraulischer Wirkungsgrad	89
4.2.6	Messunsicherheit	92
4.2.7	Zusammenfassung Allgemeine Kennwerte	98
4.3	Spaltverluste	100
4.3.1	Spaltverluste – Volumenstrom	100
4.3.2	Verlustleistung	104
4.3.3	Zusammenfassung Spaltverluste	106
4.4	Analyse der Drehbewegung	108
4.4.1	Oberwasserstand	108
4.4.2	Unterwasserstand	111
4.4.3	Spaltmaß	114
4.4.4	Material Schaufelaufsatz	115
4.4.5	Schaufelform	116
4.4.6	Zusammenfassung Analyse der Drehbewegung	118
4.5	Geometrische Varianten	120
4.5.1	Schauelaufsatz	120
4.5.2	Schauelform	122
4.5.3	Zusammenfassung Geometrische Varianten	123
4.6	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	124
5	Fazit und Ausblick	127
5.1	Fazit	127
5.2	Ausblick	129
	Zusammenfassung	131
	Literatur	135
	Anhang	140

Abbildungsverzeichnis

1	Schematische Darstellung der Wasserdruckmaschine	5
2	Vergleich zwischen mittelschlächtigem Wasserrad und Wasserdruckmaschine . . .	7
3	<i>Zuppinger'sches</i> Wasserrad	10
4	Labormodelle aus Southampton	13
5	Labormodelle aus Darmstadt	15
6	Partenstein Pilotanlage und Iskar Pilotanlage	20
7	Skizzen aus den Patentschriften	24
8	Schematische Darstellung der WDM mit wichtigen Symbolen und Bezeichnungen	31
9	Vergleich maximale theoretische Leistung $P_{Max,Th}$ und Spaltverluste P_{VS}	33
10	Aufteilung der Spaltverluste	34
11	Vergleich Einlaufverluste P_{VE} und Auslaufverluste P_{VA}	37
12	Vergleich theoretische mechanische Leistung $P_{Me,Th}$ mit und ohne Turbulenzverluste	40
13	Übersicht der vier Hauptbaugruppen im Modell (Grundriss)	48
14	Versuchsrinne mit Versuchsaufbau – Schnitt	49
15	Wasserradnabe und Schaufelkonstruktion	51
16	Aufbau der Lastabnahme – Schnitt	53
17	Foto großmaßstäbliches Labormodell	53
18	Schaufelaufsätze aus Stahl und Stahl/EPDM	54
19	Asymmetrische Schaufelform	55
20	Messpunkte Detail	57
21	Wasserstand-Durchfluss Beziehung Einlaufbehälter	58
22	Schaltschrank mit cRIO-9074 und Controller M2302	63
23	Untersuchte Varianten zur mechanischen Verlustleistung	66
24	V Versuchsergebnisse zur mechanischen Verlustleistung	76
25	Ergebnisse zur Dimensionsanalyse	79
26	Zusammenhang von Drehzahl zu Durchfluss und Drehzahl zu Drehmoment	81
27	Vergleich von berechneten Werten mit Messwerten für P_{Me} und η_{Hy} (lineare Drehzahl-Drehmoment Beziehung)	82
28	Übersicht der untersuchten Wasserstandskombinationen	84
29	Mechanische Leistung P_{Me} und hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy} bei unterschied- lichen Ober- und Unterwasserständen	85
30	Mechanische Leistung P_{Me} und hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy} bei unterschied- lichen Unterwasserständen und $h_I = 0,78$ m	86
31	Mechanische Leistung P_{Me} : Zusammenfassung der Ergebnisse unterschiedlicher Setups und Unterwasserstände	88
32	Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy} : Zusammenfassung der Ergebnisse unterschied- licher Setups und Unterwasserstände	90
33	Relative Messunsicherheit von mechanischer Leistung und hydraulischem Wir- kungsgrad über den Durchfluss	93
34	Prozentuale Anteile an der Gesamtunsicherheit des hydraulischen Wirkungsgra- des bei den Betriebspunkten P_{Max} und η_{Max}	94
35	Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher Spaltmaße	101

36	Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher Schaufelaufsätze	102
37	Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher Ober- und Unterwasserstände .	103
38	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Spaltmaße	105
39	Drehzahlschwankung bei unterschiedlichen Oberwasserständen und Durchflüssen	109
40	Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Oberwasserständen und Durch- flüssen	110
41	Drehzahlschwankung bei unterschiedlichen Unterwasserständen und Durchflüssen	112
42	Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Unterwasserständen und Durch- flüssen	113
43	Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Spalt- maßen (Stahl/EPDM)	115
44	Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schau- felaufsätzen	116
45	Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schau- felgeometrien	117
46	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelaufsätze	121
47	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelformen	123
48	Zusammenhang von Drehzahl zu Durchfluss und Drehzahl zu Drehmoment	171
49	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Oberwasserstände	172
50	Drehzahl- und Drehmomentschwankungen bei unterschiedlichen Oberwasser- ständen und Durchflüssen	173
51	Drehzahl- und Drehmomentschwankungen bei unterschiedlichen Unterwasser- ständen und Durchflüssen	174
52	Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Spalt- maßen (Stahl)	175
53	Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schau- felaufsätzen bei 5 mm Spaltmaß	176
54	Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schau- felaufsätzen bei 10 mm Spaltmaß	176
55	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelaufsätze bei 5 mm Spaltmaß	177
56	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelaufsätze bei 10 mm Spaltmaß	177
57	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelformen $h_2 = 0,24$ m	178
58	Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelformen $h_2 = 0,31$ m	178

Tabellenverzeichnis

1	Vergleich zwischen mittelschlächtigem Wasserrad und Wasserdruckmaschine . . .	9
2	Zusammenfassung der zur Wasserdruckmaschine angemeldeten Patente	28
3	Aufteilung und Benennung der Verlustanteile im Laufrad	30
4	Modell Parameter in der Grundeinstellung	50
5	Eingesetzte Messgeräte	59
6	Messkanäle (Input/Output) am cRIO-9074	62
7	Übersicht der untersuchten Varianten	65
8	Mechanische Verlustleistung: Theoretische Berechnung und Messung	76
9	Ergebnisse aus dem linearen Regressionsmodell der Drehzahl-Durchfluss Beziehung	80
10	Maximale Leistung und maximaler Wirkungsgrad aller Setups und Unterwasser- stände	89
11	Zusammenfassung Messunsicherheit	92
12	Vergleich der Anforderungen an die Messunsicherheit aus der IEC-60193 mit den Messungen	96
13	Maximale Messunsicherheit der bisherigen Untersuchungen (Auszug aus Tabel- le 15)	97
14	Messunsicherheit am Beispiel der Messung vom 30.04.2015	149
15	Maximale Messunsicherheit der bisherigen Untersuchungen	151
16	Rohdaten	153

Abkürzungsverzeichnis

BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
CAD	rechnerunterstütztes Konstruieren (engl.: <i>computer-aided design</i>)
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
FAA	Fischaufstiegsanlage
HPM	Hydrostatic Pressure Machine
KWKA	Kleinwasserkraftanlage
M-HPC	Middleshot Hydrostatic Pressure Converter
MID	Magnetisch-Induktiver Durchflussmesser
NOK	Nabenoberkante
NUK	Nabenunterkante
PE	Polyethylen
PMMA	Polymethylmethacrylat
PVC	Polyvinylchlorid
PVC-U	hart PVC
RWDM	Rotationswasserdruckmaschine
RWDR	Radialwellendichtring
SDM	Staudruckmaschine
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
US	Ultraschall
WDM	Wasserdruckmaschine
WHG	Wasserhaushaltsgesetz
WKA	Wasserkraftanlage
WRRL	Wasserrahmenrichtlinie
XPS	extrudiertes Polystyrol

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

B	Breite	m
c_D	Koeffizient Turbulenzverluste	$kg\ m^{-1}, -$
d	Durchmesser	m
F	Kraft	N
f	Frequenz	Hz
g	Erdbeschleunigung	$m\ s^{-2}$
H	Energiehöhe	m
ΔH	Energiehöhendifferenz ($H_1 - H_2$)	m
h	Wasserstand (Druckhöhe), Höhe	m
Δh	Fallhöhe ($h_1 - h_2$)	m
Δh_1	Geschwindigkeitshöhendifferenz (Gleichung 6)	m
I	Elektrische Stromstärke	A
i	Übersetzungsverhältnis Zahnriemen	$-$
l	Länge	m
M	Drehmoment	Nm
N	Anzahl	$-$
n	Drehzahl	min^{-1}, s^{-1}
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
Q	Durchfluss	$m^3\ s^{-1}$
s	Spaltmaß	mm
t	t-Faktor	$-$
U	Spannung	V
V	Volumen	l, m^3
v	Fließgeschwindigkeit	$m\ s^{-1}$
Z	Anzahl Schaufeln	$-$

Griechische Buchstaben

α	Öffnungswinkel Schaufel	$^\circ$
β	Öffnungswinkel Kropfgerinne	$^\circ$
γ	Schaufelwinkel zur Radachse	$^\circ$
Δx_i	Maximale Unsicherheit der Größe x	$-$
δx_i	Unsicherheit der Größe x (Konfidenzniveau 95%)	$-$
η	Wirkungsgrad	$-$
μ	Viskosität	$Pa\ s$
μ_i	Ausflusskoeffizient	$-$
ϱ	Dichte	$kg\ m^{-3}$

σ_x	Standardabweichung	–
$\sigma_{\bar{x}}$	Standardfehler	–
ω	Winkelgeschwindigkeit	$rad\ s^{-1}$

Indizes

1	Oberstrom
2	Unterstrom
A	Auslauf, Außen
E	Einlauf
El	Elektrisch
Ge	Gerinne
Hy	Hydraulisch
Im	Impulse
Me	Mechanisch
Mes	Messung
MID	Magnetisch-Induktiver Durchflussmesser
N	Nabe
Rad	Rad / Laufrad
S	Spalt
Sc	Schaufel
se	Seite
So	Sockel / Sohle
Sy	Systematisch
T	Turbulenzen
Th	Theoretisch
un	Unten
US	Ultraschall
V	Verlust
Zu	Zufällig

1 Einleitung

1.1 Veranlassung

Mit steigendem Energiebedarf und dem politischen Willen in vielen Industrieländern, die erneuerbaren Energien weiter auszubauen, rückt auch die Wasserkraft wieder stärker in den Fokus von Forschung und Entwicklung. Weil die großen Potenziale in der Vergangenheit bereits ausgebaut wurden, konzentriert sich die Entwicklung zunehmend auch auf die Kleinwasserkraft (bis 1000 kW installierter Leistung – engl.: *small hydro*) und die Kleinstwasserkraft (bis 100 kW installierter Leistung – engl.: *micro hydro*). Der Vorteil der Wasserkraft gegenüber anderen erneuerbaren Energien besteht darin, dass Laufwasserkraftwerke grundlastfähig und Pumpspeicherkraftwerke bedarfsorientiert steuerbar sind. Diese Vorteile bleiben auch bei kleinen Skalen, also bei Wasserkraftwerken mit geringen Fallhöhen oder Durchflüssen, bestehen. Dies macht die Klein- und Kleinstwasserkraft auch für die Versorgung von ländlichen Gebieten in Entwicklungs- und Schwellenländern – ob mit oder ohne Zugang zum öffentlichen Stromnetz – interessant und zu einer Alternative zu fossilen Energieträgern.

Auch im Bereich der Kleinstwasserkraftanlagen wurde deshalb in den letzten beiden Jahrzehnten wieder intensiver geforscht. Dabei wurden neue Technologien entwickelt sowie alte wiederentdeckt und weiterentwickelt. Eine dieser wiederentdeckten und weiterentwickelten Technologien ist die Wasserdruckmaschine (WDM). Sie wurde ursprünglich vom schweizerischen Ingenieur Walter Zuppinger in den 1860er Jahren entwickelt und ist in puncto Aussehen und Einsatzbereich einem mittelschlächtigen Wasserrad sehr ähnlich. Im Gegensatz zu herkömmlichen Wasserrädern hat die WDM eine geschlossene Nabe zum Aufstauen des Oberwassers und vergleichsweise wenig Schaufeln (ca. 12 Stk.). Die Technologie ist potenziell zur Nutzung von Fallhöhen zwischen 0,5 und 2,5 m in kleinen und mittleren Fließgewässern und Bewässerungskanälen geeignet. Durch die aufkommende Industrialisierung im 19. Jahrhundert kam die Technologie nie über das Versuchsstadium hinaus und wurde erst den 1990er Jahren von Adolf Brinnich, einem Erfinder aus Österreich, in modifizierter Form unter dem Begriff *Staudruckmaschine* wiederentdeckt (BRINNICH, 2001).

Weil BRINNICH den Wirkungsgrad seiner Anlage mit über 90 % angab, sorgte die Technologie über die Fachwelt hinaus für Aufsehen. In der Folge wurde die Technologie im Rahmen eines von der Europäischen Union geförderten Forschungsvorhabens detailliert untersucht und weiterentwickelt. Hierzu wurden zwischen 2008 und 2013 eine Vielzahl an Versuchen an unterschiedlichen Modellen durchgeführt und Betriebserfahrungen mit zwei Pilotanlagen gesammelt (LINTON, 2013; PAUDEL, 2016; SCHNEIDER, 2016; SENIOR, 2009).

Die diesbezüglichen Untersuchungen haben gezeigt, dass die Technologie potenziell geeignet ist, um Standorte mit geringen Fallhöhen effizient zu nutzen. Als Standorte kommen in Industrieländern aus Kostengründen insbesondere ehemalige Mühlenstandorte in Frage, an denen ein Großteil der notwendigen Infrastruktur (z. B. Wehr, Mühlgraben, Fischaufstiegsanlage (FAA) und Rechenanlage) bereits vorhanden ist. Deutliche Unterschiede zu gut erforschten Wasserkraftwandlern, wie Turbinen und klassischen unter- und mittelschlächtigen Wasserrädern, wurden insbesondere beim Betriebsverhalten im Teillastbereich festgestellt. Gute Wirkungsgrade werden bei der WDM bei geringen Drehzahlen erreicht; um unterschiedliche Durchflüsse ener-

getisch nutzen zu können, muss die Anlage drehzahlvariabel betrieben werden. Es gibt zudem deutliche Hinweise darauf, dass die Technologie hinsichtlich der ökologischen Durchgängigkeit Vorteile gegenüber anderen Wasserkraftwandlern für geringe Fallhöhen aufweist. Durch die sehr langsame Drehbewegung und die geringe Anzahl Schaufeln können Sedimente und Fische unbeschadet von Ober- nach Unterstrom gelangen.

Aus den bisher durchgeführten Untersuchungen liegt umfangreiches Datenmaterial vor, das es zunächst zu systematisieren und zu bewerten gilt, um den weiteren Forschungsbedarf auf dem Weg zu einer möglichen Marktreife bestimmen zu können.

1.2 Zielsetzung

Übergeordnetes Ziel ist es, einen Energiewandler zu entwickeln, der bei hoher ökologischer Qualität geringe Fallhöhen in Fließgewässern effizient auszunutzen vermag. Im Rahmen des 6. Energieforschungsprogrammes des Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) wird ein Verbundvorhaben (FZK 0325531A) unter Federführung der Hochschule Darmstadt gefördert mit dem Bestreben, die Technologie WDM weiter zu erforschen und zu entwickeln, um diesem übergeordneten Ziel näher zu kommen. Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen dieses Projektes entstanden und konzentriert sich dabei auf nachfolgend beschriebene Teilaspekte:

Basierend auf einer systematischen Analyse des Standes des Wissens soll – unter Einbeziehung aller bisherigen Untersuchungen und Erfindungen – die optimale geometrische Form des Rades abgeleitet werden. Diese Geometrie soll anschließend im Rahmen von Modellversuchen genauer analysiert und optimiert werden. Primäres Ziel der Modellversuche ist es, Leistungskennwerte (mechanische Leistung und hydraulischer Wirkungsgrad), die mit anderen Technologien verglichen werden können, zu erheben, um die Technologie als Ganzes besser einordnen und bewerten zu können. Aus der systematischen Analyse der bisherigen Untersuchungen sollen Widersprüche und Unklarheiten identifiziert und daraus der Untersuchungsrahmen für die Modellversuche abgeleitet werden.

Weiteres Ziel der Untersuchung ist ein besseres Verständnis der bei der Energiewandlung auftretenden Teilprozesse zu erhalten. Hierzu soll die Theorie aufgearbeitet und im Rahmen von geeigneten Experimenten überprüft werden. Im Fokus stehen zunächst Teilprozesse mit großem Einfluss auf die Leistungskennwerte der Anlage. Betriebseigenschaften, die für einen Einsatz an einem realen Standort im Vollmaßstab von Bedeutung sind, sollen im Rahmen der Untersuchung identifiziert und genauer analysiert werden. Hieraus sollen Entscheidungshilfen für die weitere Entwicklung der Technologie abgeleitet werden. Ergänzend zu diesen Detailanalysen soll untersucht werden, inwieweit die Leistung und/oder die ökologische Durchgängigkeit durch Variation der Radgeometrie optimiert werden kann.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich neben der Einleitung in folgende vier Teile:

Kapitel 2 behandelt den **Stand der Forschung**. Die Technologie WDM wird in diesem Teil vorgestellt und von anderen Technologien, wie den mittelschlächtigen Wasserrädern abgegrenzt. Nachfolgend werden alle bisher im Rahmen zahlreicher Forschungsvorhaben durchgeführten Untersuchungen an Labormodellen und Pilotanlagen und die von Erfindern im Zusammenhang mit der WDM angemeldeten Patente systematisch dargestellt und detailliert diskutiert. Im Wei-

teren werden die entwickelten Theorien zur Bestimmung der Verlustanteile, die vorwiegend aus der Theorie zu den Wasserrädern abgeleitet wurden, aufbereitet. Das Kapitel schließt mit einer Zusammenfassung zum Stand des Wissens und formuliert die im Rahmen dieser Arbeit konkret zu beantwortenden Forschungsfragen.

Kapitel 3 beschreibt die zur Beantwortung der Forschungsfragen **entwickelte Versuchsanlage** und die **Versuchsdurchführung** der zwischen 2013 und 2016 in der Wasserbauhalle der Hochschule Darmstadt durchgeführten Modellversuche. Auf Basis der zuvor formulierten Forschungsfragen werden die Anforderungen an das zu entwickelnde Modell und die Versuche abgeleitet und das Modell entsprechend konzipiert. Das aufgebaute Labormodell wird mit allen untersuchten geometrischen Varianten, der verwendeten Messtechnik, den Auswertemethoden und der Datenverarbeitung detailliert beschrieben. Weil zur Bestimmung der Leistungskennwerte auch Kenntnisse bezüglich der mechanischen Verlustleistung von Lager, Dichtungen etc. notwendig sind, werden diese im Rahmen eines separaten Versuchsaufbau bestimmt, der ebenfalls im Detail beschrieben wird. Abschließend wird zur Einschätzung und Bewertung der erhobenen Messwerte der Umgang mit Messunsicherheiten einzelner Messgrößen und berechneter Parameter detailliert erläutert.

Kapitel 4 behandelt die **Ergebnisse und Diskussion** der durchgeführten Versuche. Das Kapitel ist dabei in sechs Unterkapitel gegliedert. Zunächst werden die Ergebnisse zur mechanischen Verlustleistung vorgestellt, da sie die Grundlage für die Auswertung der weiteren Ergebnisse sind. Im Anschluss werden die Ergebnisse zu allgemeinen Kennwerten zur Beurteilung der Technologie vorgestellt. Dies beinhaltet die Ergebnisse zur mechanischen Leistung, zum hydraulischen Wirkungsgrad und zur Messunsicherheit im gegebenen Versuchsaufbau. Die erzielten Ergebnisse werden mit den Ergebnissen der bisherigen Untersuchungen und anderen Technologien verglichen. Im Weiteren werden die Ergebnisse zur Spaltverlustmessung an einem sich drehenden Rad, zur Analyse der Rotationsqualität (Drehzahl- und Drehmomentschwankungen) und zu unterschiedlichen geometrischen Varianten vorgestellt. Abschließend werden die Ergebnisse zusammengefasst und Schlussfolgerungen daraus abgeleitet.

Kapitel 5 enthält das **Fazit** und gibt einen **Ausblick**. In diesem Kapitel werden die durchgeführten Versuche und die erzielten Ergebnisse in den Gesamtkontext eingebettet und bewertet. Es werden Empfehlungen für das weitere Vorgehen bei der Weiterentwicklung der Technologie und Impulse für weitere Forschungsarbeiten gegeben.

2 Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden die Technologie Wasserdruckmaschine (WDM) definiert, die bisherigen Untersuchungen dazu vorgestellt und die theoretischen Arbeiten zur Funktionsweise erläutert. Am Ende dieses Kapitels werden der Forschungsbedarf und die hieraus entwickelten Ziele dieser Arbeit dargestellt.

2.1 Definition Wasserdruckmaschine (WDM)

Im Folgenden werden der als WDM bezeichnete Energiewandler definiert und die für die Maschine charakteristischen Eigenschaften beschrieben. Dieses Unterkapitel dient dazu, die Technologie einzugrenzen und Unterschiede zu anderen Technologien aufzuzeigen.

2.1.1 Kurzbeschreibung

Als WDM wird ein Energiewandler bezeichnet, der geeignet ist, geringe Fallhöhen (ca. 0,5 bis 2,5 m) an kleinen und mittleren Fließgewässern auszunutzen und in mechanische Energie umzuwandeln. Er kann sowohl in ein Wehr integriert als auch in einen Ausleitungskanal im Nebenschluss installiert werden. Die WDM kann im Allgemeinen wie folgt beschrieben werden:

- Es handelt sich um ein kreisrundes Rad zur Wandlung der im Wasser enthaltenen Energie (hydraulische Energie) in für den Menschen nutzbare, mechanische Energie.
- Die Radachse ist horizontal und steht quer zur Fließrichtung.
- Die Maschine ähnelt in ihrem Erscheinungsbild einem Wasserrad (siehe Abbildung 1).
- Die Maschine hat im Gegensatz zu anderen Bauformen, insbesondere Wasserrädern, eine große, geschlossene Nabe.

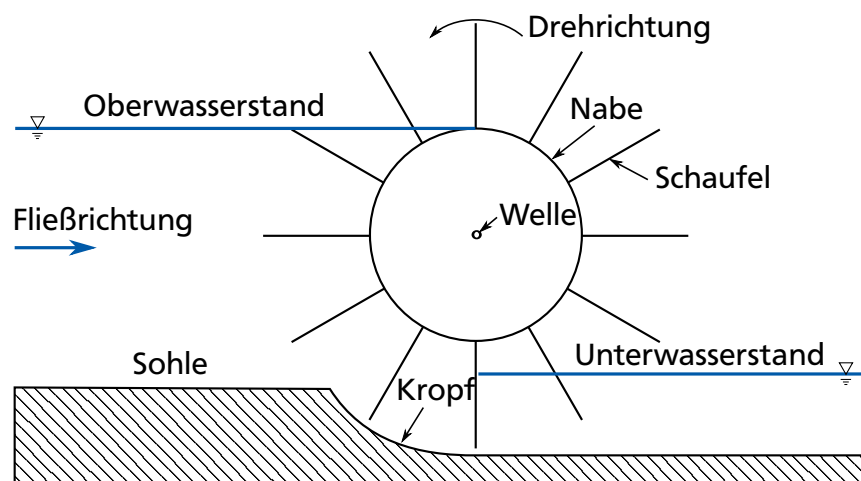


Abbildung 1: Schematische Darstellung der Wasserdruckmaschine

- Das Rad hat, am Nabenumfang angebracht, ca. 12 Schaufeln.
- Der Wasserspiegel Oberstrom wird durch die geringe Drehzahl der Maschine bis zur Nabenoberkante (NOK) aufgestaut. Diese Aufstauung erhöht die nutzbare Fallhöhe.
- Das Rad wird mit variabler Drehzahl zwischen ca. 2 und 12 min⁻¹ betrieben.
- Das Kropfgerinne ist auf den Außendurchmesser des Rades angepasst und schließt mindestens den Winkel zwischen zwei benachbarten Schaufeln ein.

2.1.2 Nomenklatur

Energiewandler mit den vorstehend beschriebenen Charakteristika finden sich sowohl in historischer als auch in aktueller Literatur. Diese werden je nach Herkunft und Sprachgebrauch unterschiedlich bezeichnet, das Funktionsprinzip und der konstruktive Aufbau der Anlagen ist jedoch weitestgehend identisch. Folgende, nach Sprachregion sortierte Bezeichnungen werden für Wasserkraftwandler mit den oben genannten Eigenschaften und Konstruktionsmerkmalen in der Literatur verwendet.

- Deutschsprachige Begriffe
 - Staudruckmaschine (SDM) (BRINNICH, 2007; KÜHNKE et al., 2011a; ULM, 2012)
 - Rotationswasserdruckmaschine (RWDM) (MÜLLER, 2006; TROGER et al., 2009)
 - Wasserdruckmaschine (WDM) (ANDREEV et al., 2013; MÜLLER et al., 2012; SCHNEIDER et al., 2011)
 - *Zuppinger'sches Wasserrad* (DELABAR und DINGLER, 1867) - Nicht zu verwechseln mit dem *Zuppinger*rad, welches ein unter- bis mittelschlächtiges Wasserrad ist.
- Englischsprachige Begriffe
 - Middleshot Hydrostatic Pressure Converter (M-HPC) (SENIOR, 2009)
 - Rotary Hydraulic Pressure Machine (SENIOR et al., 2008; WIEMANN et al., 2007)
 - Hydrostatic Pressure Machine (HPM) (LINTON, 2009; SENIOR et al., 2010)
 - Hydropower Dynamic-Pressure Machine (ULM, 2012)
 - Hydropower Stem Pressure Machine (BRINNICH, 2007)
 - Dethridge Wheel for Pico-Scale Hydropower Generation (PAUDEL, 2016)
- Französischsprachige Begriffe
 - Machine hydraulique à pression de barrage (KÜHNKE et al., 2011b; ULM, 2012)
 - Machine à pression de retenue hydraulique (STERNECKER, 2011)

Jeder Erfinder oder Entwickler hat für seine Anlage meist eine eigene Bezeichnung gewählt, welche oft die Besonderheit der jeweiligen Anlage herauszustellen versucht. Im Folgenden wird nur noch der allgemein gehaltene Begriff Wasserdruckmaschine (WDM) verwendet, da er die Eigenschaften der Maschine am besten wiedergibt, an keinen Erfinder gekoppelt ist und nicht mit Schutzrechten, wie z. B. die *Staudruckmaschine*, belegt ist.

2.1.3 Abgrenzung und Vergleich zu anderen Technologien

Die WDM ähnelt sowohl von ihrem Erscheinungsbild als auch vom Einsatzgebiet (kleine Fließgewässer mit geringen Fallhöhen) sehr den mittelschlächtigen Wasserrädern. Dennoch sind deutliche Unterschiede gegenüber der seit Jahrhunderten bekannten und genutzten Technologie festzustellen. Im Folgenden werden die Besonderheiten der WDM und die Unterschiede zu herkömmlichen mittelschlächtigen Wasserrädern aufgezeigt.

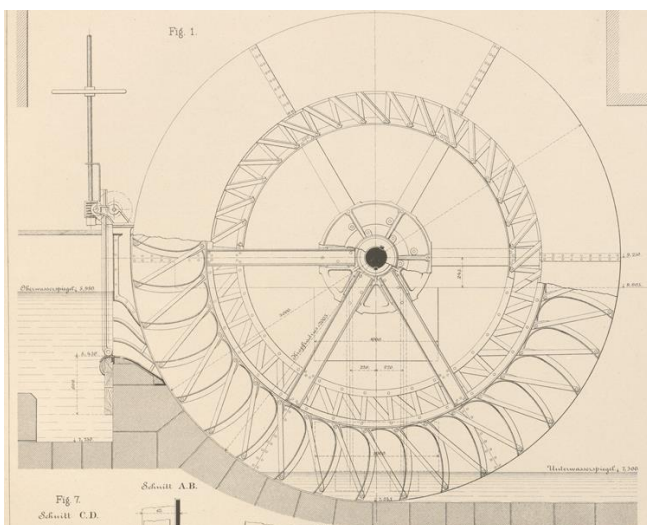
Funktionsweise

Für Wasserräder im allgemeinen können zwei maßgebliche Funktionsweisen identifiziert werden (MÜLLER, 1929, S. 2-7): 1. Wirkung des Wassers durch seine Masse (potenzielle Energie), 2. Wirkung durch den Stoß (kinetische Energie). Die mittelschlächtigen Wasserräder nutzen sowohl die potenzielle als auch die kinetische Energie des zuströmenden Wassers (HEIMERL und KOHLER, 2013, S. 4).

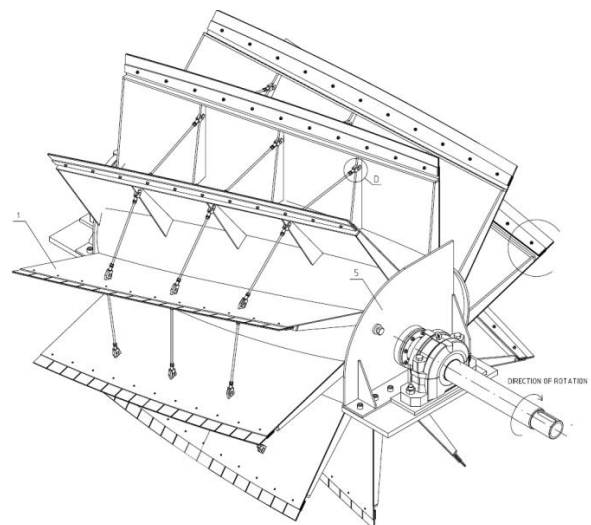
Die Analyse von SENIOR et al. (2010, S. 705) bezüglich der Funktionsweise der WDM kommt zum Ergebnis, dass die WDM maßgeblich vom Druckunterschied zwischen Ober- und Unterwasser, also potenzieller Energie, angetrieben wird. Eine detaillierte Diskussion zur Theorie der WDM findet sich in Kapitel 2.3 (S. 29).

Konstruktionsmerkmale

Wasserräder sind meist ausgehend von einer Welle mit radial daran befestigten Speichen aufgebaut. Am äußeren Umfang sind beidseitig Kränze zur Aufnahme der Schaufeln an den Speichen befestigt (siehe Abbildung 2a). Diese Grundkonstruktion wird meist aus Baustahlprofilen hergestellt und miteinander verschraubt, vernietet oder verschweißt. Zwischen den Kränzen werden die Schaufeln über den Umfang gleichmäßig verteilt. Bei mittelschlächtigen Wasserrädern kommen zwischen 36 und 56, meist aus Lärchenholz gefertigte, Schaufeln zum Einsatz (NUERNBERGK, 2005, S. 5). Im Betrieb sind die Schaufelzwischenräume nur teilweise mit Wasser



(a) Mittelschlächtiges Wasserrad (BACH, 1886)



(b) Wasserdruckmaschine (Quelle: KISLIAKOV)

Abbildung 2: Vergleich zwischen mittelschlächtigem Wasserrad und Wasserdruckmaschine

gefüllt. Es gibt Anlagen mit einem maximalen Außendurchmesser von bis zu 9 m (MÜLLER, 1899, S. 27).

Für den Aufbau einer WDM hat sich bisher noch keine bestimmte Konstruktionsart durchgesetzt. Bei den bisherigen Anlagen ist die Nabe aus gebogenem Stahlblech und über kreisrunde Scheiben durch Schweißverbindungen fest mit der Welle verbunden (siehe Abbildung 2b auf der vorherigen Seite). Die WDM hat bei den bisherigen Ausführungen 10 oder 12 aus Stahl gefertigte Schaufeln, wobei diese Anzahl zufällig gewählt wurde (LINTON, 2013, S. 210). Die Schaufeln sind mit Schweiß- oder Schraubverbindungen an der Nabe befestigt. Alle Stahlbauteile der Anlagen sind mit einem Korrosionsschutzanstrich versehen. Der Schaufelzwischenraum ist bei Betrieb der Anlage immer voll gefüllt. Bei einer maximalen Fallhöhe von 2,5 m wird ein Außendurchmesser von ca. 6 m erreicht.

Auf den ersten Blick sehen die WDM und die mittelschlächtigen Wasserräder ähnlich aus. Abbildung 2 auf der vorherigen Seite zeigt ein mittelschlächtiges Wasserrad und eine WDM im Vergleich. Die augenscheinlichsten Unterscheidungsmerkmale sind die geschlossene Nabe und die geringere Anzahl Schaufeln der WDM. Der konstruktive Aufbau unterscheidet sich dadurch, dass bei der WDM die Nabe, wenn die Schaufeln direkt daran befestigt werden, als kraftübertragendes Bauteil wirkt.

Einsatz und Betrieb

Einsatzgebiet: Mittelschlächttige Wasserräder werden für Fallhöhen zwischen 1,5 und 3 m und einem spezifischen Durchfluss zwischen $0,35$ und $0,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ pro Meter Radbreite eingesetzt (MÜLLER und BECKER, 2005, S. 8).

Laut SENIOR (2009, S. 158) ist die WDM für Standorte mit einer Fallhöhen zwischen 0,5 und 2,5 m und einen spezifischen Durchfluss von maximal $5 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ pro Meter Radbreite geeignet.

Das Einsatzgebiet der WDM und der mittelschlächtigen Wasserräder ist somit ähnlich. Die WDM kann dabei deutlich größere Abflüsse bei kompakterer Bauweise (kleinerer Durchmesser) energetisch nutzen.

Betrieb: Mittelschlächttige Wasserräder werden im Drehzahlbereich zwischen 4 und 8 min^{-1} betrieben (NUERNBERGK, 2005, S.152). Wenn Wasserräder zur Produktion von Strom genutzt werden und über ein Getriebe an einen Generator gekoppelt sind, laufen die Anlagen meist bei konstanter Drehzahl.

Charakteristisch für die WDM ist die vergleichsweise langsame Drehbewegung des Rades. Der Drehzahlbereich liegt im Vollmaßstab zwischen 2 und 12 min^{-1} (LINTON, 2013, S. 123). Die WDM muss, um schwankende Abflüsse im Gewässer energetisch nutzen zu können, stufenlos drehzahlvariabel betrieben werden. Die Anlage hält dabei den Oberwasserstand konstant und kann so ein breites Abflussspektrum energetisch nutzen.

Erfahrungswerte für den Betrieb einer WDM gibt es bisher nur sehr wenige. Zum sicheren Betrieb sind nach bisherigem Kenntnisstand jedoch im Vergleich zu einem mittelschlächtigen Wasserrad mehr technische Komponenten (z. B. Wechselrichter zum Glätten von Stromspitzen) und eine deutlich komplexere Steuerung der Gesamtanlage erforderlich (LINTON, 2013, S. 159).

Wirkungsgrad: Die wichtigste Vergleichsgröße zur Beurteilung eines Energiewandlers ist der Wirkungsgrad (Definition siehe Kapitel 3.2.4, S. 59). Für Wasserräder wird in historischer Literatur ein Wirkungsgrad von 75 % angegeben, wobei sowohl ober- und rückschlächttige, als auch *Zuppingerräder* genannt werden (MÜLLER und TROSSBACH, 1939, S. 135). Neuere Untersuchun-

gen an einem *Zuppigerrad* zeigen, dass zumindest unter Laborbedingungen Wirkungsgrade von über 80 % erreicht werden können (von HARTEN et al., 2013, S. 23).

Der Wirkungsgrad wird in den frühen Aufzeichnungen von DELABAR und DINGLER (1867, S. 251) für die als *Zuppinger'sche* Wasserrad bezeichnete Maschine, welche der WDM sehr ähnlich ist, zwischen 74 und 80 % angegeben. SENIOR (2009, S. 165) gibt für seinen unter Laborbedingungen gemessenen Prototypen der WDM einen maximalen Wirkungsgrad von ca. 80 % an. Für eine Pilotanlage der WDM ermittelte LINTON (2013, S. 124) einen Wirkungsgrad von ca. 70 %. Die ermittelten Wirkungsgrade unter Laborbedingungen sind somit bei beiden Typen ähnlich.

Tabelle 1: Vergleich zwischen mittelschlächtigem Wasserrad und Wasserdruckmaschine

	Mittelschlächtiges Wasserrad	Wasserdruckmaschine
Funktionsweise	Mischung aus kinetischer und potenzieller Energie	Vorwiegend Druck (potenzielle Energie)
Material	Stahl und Holz	Stahl
Schaufelzahl	36–56	10–12
Zellenfüllung	Teilfüllung	Vollfüllung
Drehzahl	meist konstant (Stufen möglich)	stufenlos variabel
Wirkungsgrad	ca. 80 %	70–80 %
Max. Fallhöhe	ca. 3,0 m	ca. 2,5 m
Durchfluss pro m Breite	max. $0,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$	max. $5 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
Außendurchmesser	max. ca. 9,0 m	max. ca. 6 m

Zusammenfassung

Die WDM ist dem bekannteren, mittelschlächtigen Wasserrad sehr ähnlich, weist jedoch bezüglich Funktionsweise, Konstruktion und Einsatzgebiet einige Unterschiede auf. Die WDM ist daher gesondert zu betrachten und als eigenständige Technologie zu bewerten. Tabelle 1 veranschaulicht die deutlichsten Unterschiede zwischen den beiden Typen.

2.2 Bisherige Untersuchungen

Im Folgenden werden der historische Hintergrund, die Entwicklungsgeschichte sowie vorliegende Untersuchungen zur WDM im Detail vorgestellt.

2.2.1 Hintergrund / Historie

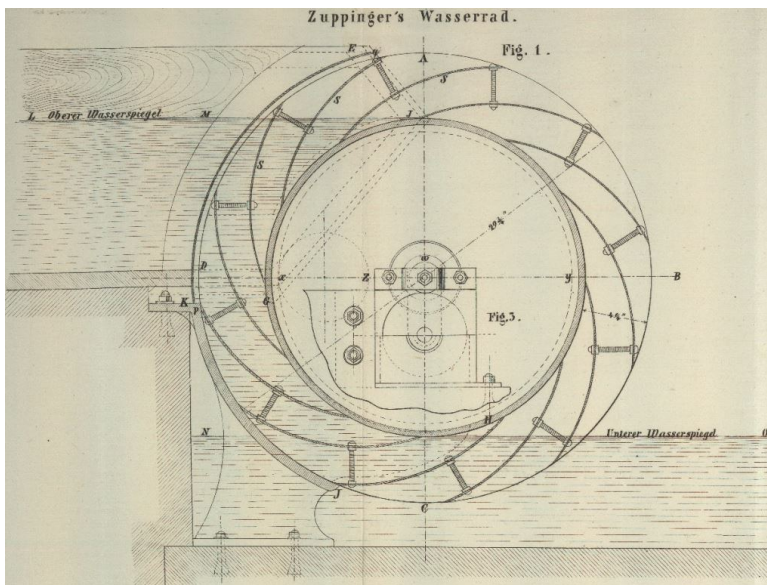


Abbildung 3: Zuppinger'sches Wasserrad (DELABAR und DINGLER, 1867)

demühlen, Ölmühlen, Sägemühlen, Steinschneidemühlen, Walz- und Schneidemühlen, Papiermühlen, Flintenbohrmühlen etc. in Europa durchgesetzt. Im 19. Jahrhundert wurde die Weiterentwicklung der Wasserräder stark vorangetrieben und für verschiedene Standorteigenschaften (z. B. große Fallhöhen und geringer Durchfluss oder geringe Fallhöhen und hoher Durchfluss) optimiert. In diese Zeit fallen auch die Entwicklungen der Wasserräder von Walter Zuppinger und Alphonse Sagebien, die heute noch unter den Namen der Erfinder (*Zuppingerad* und *Sagebienrad*) bekannt sind.

Walter Zuppinger erfand in den 1860er Jahren neben dem von ihm entwickelten weit verbreiteten *Zuppingerad* ein Wasserrad, welches sowohl vom Wirkprinzip als auch vom Aufbau der unter Kapitel 2.1.1 (S. 5) beschriebenen WDM sehr nahe kommt. Wie in Abbildung 3 deutlich zu erkennen ist, hat das Rad eine große, geschlossene Nabe zum Aufstau des Oberwassers und die Schaufeln sind am Nabenumfang angebracht. DELABAR und DINGLER (1867, S. 251) beschreibt das als *Zuppinger'sches Wasserrad* bezeichnete Rad als gut geeignet zur Nutzung geringer Fallhöhen bei einem Wirkungsgrad von bis zu 80 %. Die Einstromung des Wassers in die Schaufelzwischenräume (Kammern) erfolgt bei dieser Konstruktion von der Seite, da ein Einstrom von vorne verhindert wird. Die 12 bis 24 Schaufeln sind entgegen der Drehrichtung gebogen (siehe Abbildung 3). Nach Wissen des Autors handelt es sich hierbei um die ersten Aufzeichnungen einer Anlage mit dem beschriebenen Funktionsprinzip. Die Technologie konnte sich jedoch, trotz Verbesserungen des Einlaufs, nie zur Produktion von Energie aus geringen Fallhöhen durchsetzen (PREGER, 1978, S. 170).

Die Geschichte der Wasserräder geht bis in die frühe Antike zurück. Schöpfräder, eine Art der Wasserräder, waren bereits 1200 v. u. Z. in Mesopotamien am Euphrat zur Bewässerung bekannt (WÖLFEL, 1987, S. 10). Auch am Hwang Ho in China und am Nil in Ägypten wurden große Räder zum Schöpfen von Wasser oder Mahlen von Korn eingesetzt (MOSONYI, 1963, S. 113). Die Wasserräder verbreiteten sich in der Folge weltweit und fanden in vielfältigen Aufgaben Anwendung, um die Arbeit der Menschen zu erleichtern. Vom 16. bis zum 18. Jahrhundert haben sich die Wasserräder als Antriebsmaschinen für z. B. Getreide-

Mit der Industrialisierung ab Ende des 18. Jahrhunderts und dem Aufkommen der Dampfmaschine sowie der Verbreitung von Kaplan-, Pelton- und Francissturbinen zur effizienten Nutzung großer Fallhöhen verschwanden die Wasserräder sowohl aus dem Fokus der Betreiber von Wasserkraftanlagen (WKA) als auch der aktuellen Wissenschaft. Eine Weiterentwicklung der Wasserräder fand nahezu nicht mehr statt und eine Vielzahl der bestehenden Standorte wurde im 20. Jahrhundert zurückgebaut. So hatten die Wasserräder ab Mitte des 20. Jahrhunderts allenfalls noch musealen Charakter und wurden nur noch selten zur Wandlung von Strom oder mechanischer Energie genutzt (WÖLFEL, 1987, S. 175).

Zur Verdeutlichung des Rückgangs: Im Jahr 1895 waren im damaligen Deutschen Reich laut einer Gewerbebeziehung insgesamt 54 529 WKA registriert (MAGER, 1990, S. 22). Heute sind in Deutschland insgesamt nur noch ca. 7400 WKA in Betrieb (ANDERER et al., 2012, S. 50).

Als Ausfluss der Debatte um den Ausstieg aus der Kernenergie und eine schrittweise Dekarbonisierung der Wirtschaft werden in Deutschland regenerative Energien stark gefördert (z. B. durch das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG)) und der weitere Ausbau politisch forciert. Auch im Bereich der Wasserkraft soll die Produktionsleistung weiter ausgebaut werden (NAUMANN und IGEL, 2005, S. 10). Weil die großen Wasserkraftpotenziale in den Alpen und Mittelgebirgen heute weitestgehend erschlossen sind und energetisch genutzt werden, liegt ein Fokus in der Nutzung geringer Fallhöhen und der Reaktivierung ehemaliger Mühlenstandorte, die im letzten Jahrhundert zurückgebaut wurden. Bezüglich der ökologischen Durchgängigkeit werden heute jedoch hohe Anforderungen (z. B. Wasserrahmenrichtlinie (WRRL), Wasserhaushaltsgesetz (WHG)) an die Wasserkraft gestellt. Daher ist insbesondere bei kleinen Anlagen mit geringem energetischem Nutzen der Eingriff ins Gewässer möglichst gering zu halten und die Durchgängigkeit des Gewässers sicherzustellen. Um einen Energiewandler für sehr geringe Fallhöhen unter Berücksichtigung der ökologischen Anforderungen zu entwickeln, gab es in den vergangenen zwei Jahrzehnten zahlreiche Ideen und Erfindungen. Beispiele hierfür sind die Wasserkraftschnecke, das Wasserwirbelkraftwerk, das Schachtkraftwerk uvm.

Eine dieser Entwicklungen ist die hier als Wasserdruckmaschine (WDM) bezeichneten Maschine, welche unter der Bezeichnung Staudruckmaschine (SDM) im Jahr 1997 zum Patent angemeldet wurde (BRINNICH, 1997). BRINNICH entwickelte eine Kleinwasserkraftanlage (KWKA), die mit einer großen Nabe und einer langsamen Drehzahl das Oberwasser einzustauen vermag. Etwa acht flache Schaufeln waren zunächst diagonal in einem Winkel von ca. 40° zur Achse am Umfang der Wasserradnabe angebracht, spätere Entwicklungen von BRINNICH zeigen auch Varianten mit nach vorn spitz zulaufenden, dreieckigen Schaufeln.

Aufsehen erregte die Erfindung über die Fachwelt hinaus, weil BRINNICH den Wirkungsgrad der Anlage sowohl für den Teil- als auch den Volllastbetrieb mit über 90 % angab (BRINNICH, 2007, S. 6). Eine erste Pilotanlage wurde Anfang der 2000er Jahre in Pfaffstätten (A) am Wiener Neustädter Kanal in Kooperation mit der Gemeinde Pfaffstätten installiert. KRANZL (2014) berichtet, dass die Anlage bereits im Probetrieb mit erheblichen Schwierigkeiten durch mangelhafte Ausführung der Stahlbauarbeiten zu kämpfen hatte und nie richtig funktioniert hat. BRINNICH und die Firma KBA-Mödling GmbH entwickelten die als SDM bezeichnete Technologie in der Folge weiter und meldeten mehrere konstruktive Details der Anlage zum Patent an. Eine plausible Theorie zur Funktionsweise der Anlage oder schlüssige und nachvollziehbare Messergebnisse zur installierten Anlage in Pfaffstätten wurden nach Wissen des Autors nicht veröffentlicht. Details zu den Patenten von BRINNICH und der Fa. KBA-Mödling GmbH finden sich in Kapitel 2.2.4 (S. 22).

MÜLLER (2006) analysierte die Funktionsweise der von BRINNICH patentierten KWKA erstmals und kam zum Schluss, dass die SDM nicht vom Gewicht des Wassers, sondern maßgeblich durch den hydrostatischen Druckunterschied zwischen Ober- und Unterwasser angetrieben wird. Um die Theorie weiterzuentwickeln und nachvollziehbare Versuchsergebnisse zu diesem *neuen* Wasserkraftwandler zu erhalten, förderte die Europäische Union im Rahmen des 7. Forschungsrahmenprogramms zwischen 2008 und 2013 das Projekt HYLOW (Hydraulic energy converters for low head differences; Projekt Nr.: 212423).

Eines der Ziele dieses Forschungsvorhabens war es, Anlagen zur wirtschaftlichen Nutzung geringer Fallhöhen zwischen 0,5 und 2,5 m in Fließgewässern zu analysieren und weiterzuentwickeln. Hierbei konzentrierte sich die Arbeit insbesondere auf die Entwicklung der WDM zur Energiegewinnung sowie Untersuchungen zur ökologischen Durchgängigkeit der Anlage. Am Projekt waren für die physikalischen Versuche und Weiterentwicklung der Anlagentechnologie die University of Southampton (UK), die Technische Universität Darmstadt (D) und die University of Architecture, Civil Engineering and Geodesy in Sofia (BG) maßgeblich beteiligt. Nach Ablauf des Projektes 2013 wurden von der Hochschule Darmstadt (D), neben der vorliegenden Arbeit, weitere Untersuchungen durchgeführt.

In den folgenden drei Unterkapiteln werden die bisher durchgeführten Untersuchungen an Labormodellen und Pilotanlagen sowie die Patentanmeldungen vorgestellt und diskutiert.

2.2.2 Laboruntersuchungen

Im Rahmen umfangreicher Studien wurde eine Vielzahl physikalischer Modellversuche an der WDM durchgeführt. Unter *Modell* wird dabei eine voll funktionsfähige, maßstabsgetreue Verkleinerung des Rades verstanden, die unter Laborbedingungen untersucht wird. Im Folgenden werden die Laboruntersuchungen in chronologischer Reihenfolge der Durchführung vorgestellt, da sie teilweise aufeinander aufbauen. Die Versuche werden kurz beschrieben, die erzielten Ergebnisse vorgestellt und diskutiert.

Southampton Modell 1

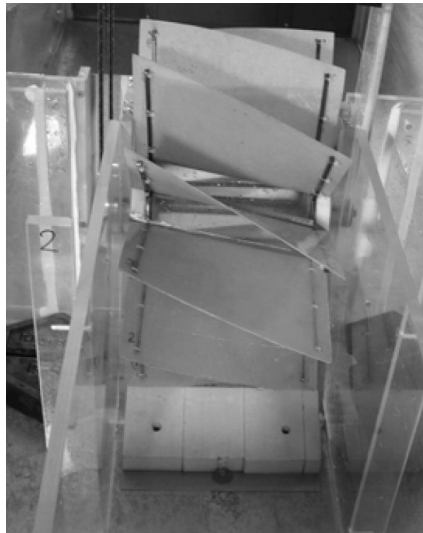
An der University of Southampton wurden umfangreiche Untersuchungen zu den Grundlagen der WDM durchgeführt. Die Untersuchungen konzentrierten sich auf die Frage zur grundsätzlichen Funktionsweise der WDM, und ob die Ergebnisse aus den kleinmaßstäblichen Versuchen nach den Froudschen Modellgesetzen skaliert werden können. Diesbezüglich führte SENIOR (2009) neben theoretischen Betrachtungen zahlreiche Versuche mit physikalischen Modellen durch.

Versuchsbeschreibung: Das Southampton Modell 1 hat 12 Schaufeln, einen Außendurchmesser (d_A) von 0,450 m, einen Nabendurchmesser (d_N) von 0,150 m und eine Radbreite (B_{Rad}) von 0,235 m. Die Nabe und Schaufeln sind vorwiegend aus Aluminium gefertigt. Abbildung 4a auf der nächsten Seite zeigt, dass die am Nabenumfang angeordneten Schaufeln, von vorne gesehen, eine deutliche *S-Form* aufweisen, welche eine strömungsoptimierte Energiewandlung ermöglichen soll. Die Einströmung in den Schaufelzwischenraum (Kammer) erfolgt von Vorne und von der Seite.

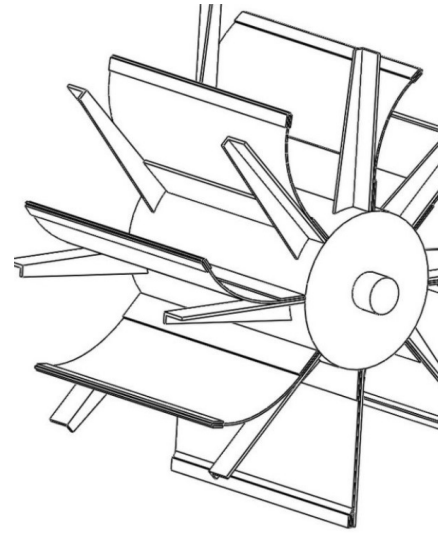
Die Versuche wurden in einer ca. 2,0 m langen und 0,75 m breiten Versuchsrinne aus Plexiglas in den Laboren der University of Southampton durchgeführt. Die Messwertnahme erfolgte für die Drehzahl mittels Stoppuhr, für die Wasserstände mit einem Maßband, für das Drehmo-



(a) Southamton Modell 1
(SENIOR, 2009, S. 104)



(b) Southamton Modell 2
(LINTON, 2009, S. 98)



(c) Southamton Modell 2: flex. Schaufeln (LINTON, 2011, S. 1)

Abbildung 4: Labormodelle aus Southampton

ment mittels Pronyschem Zaum (Federwaage) und für den Durchfluss mit einem scharfkantigen Messwehr am Ende der Versuchssektion.

Die physikalischen Versuche wurden mit verschiedenen Abflüssen zwischen 1 und 25 l s^{-1} bei konstanten Wasserständen (Oberwasserstand an der Nabenoberkante (NOK); Unterwasserstand an der Nabenunterkante (NUK)) durchgeführt. Die Wahl dieser Wasserstandskombination wird nicht begründet, orientiert sich aber vermutlich an den frühen Aufzeichnungen von DELABAR und DINGLER und den Patentanmeldungen von BRINNICH.

Ergebnisse: Mit dem physikalischen Modell in Abbildung 4a konnten Leistungen bis max. 16 W und Wirkungsgrade über 83% erzielt werden (SENIOR, 2009, S. 143). Die Ergebnisse zeigen weiter, dass mit den Froudschen Modellgesetzen skaliert werden kann und keine über das normale Maß hinausgehenden Skaleneffekte auftreten (SENIOR, 2009, S. 153). Weiter wurde ein linearer Zusammenhang zwischen Drehzahl und Durchfluss festgestellt (SENIOR, 2009, S. 147).

Diskussion: Eine spätere Überprüfung der Messergebnisse am gleichen physikalischen Modell ergab hinsichtlich des erzielten Wirkungsgrades Abweichungen von über 35% gegenüber den von SENIOR veröffentlichten Werten (LINTON, 2009, S. 74). Für die erheblichen Abweichungen wird eine ungenaue Messwertnahme von Wasserständen und Drehzahl vermutet (LINTON, 2009, S. 75).

Die von SENIOR verwendeten Messinstrumente können insgesamt als einfach bezeichnet und die dadurch bedingten, möglichen Messunsicherheiten als erheblich eingestuft werden. Die Messungenauigkeit kann deshalb sogar deutlich über das von SENIOR (2009, S. 104–113) genannte Maß hinausgehen.

Southampton Modell 2

LINTON (2009) führte umfangreiche Versuche mit unterschiedlichen Rädern, Schaufeln, Ein- und Auslaufgeometrien an der bereits von SENIOR verwendeten Versuchsanlage durch.

Versuchsbeschreibung: Die verwendeten Modellräder haben die gleichen Grundabmessungen wie bei den oben beschriebenen Versuchen mit dem Southampton Modell 1. Es wurden

leichter herzustellende Schaufelgeometrien untersucht. Die Schaufeln bestehen aus seitlich eingespanntem, gebogenem Aluminiumblech ohne die aufwendige *S-Form* (vgl. Abbildungen 4a und 4b auf der vorherigen Seite). Um die Durchgängigkeit für Sedimente und Lebewesen zu verbessern und höhere Wirkungsgrade zu erzielen, entwickelte LINTON flexible Schaufeln, welche aus einer Kombination aus Stahl und Kunststoffen gefertigt werden (LINTON, 2009, S. 60). Die Schaufeln geben beim Eintauchen in den Wasserkörper nach und reduzieren somit den Widerstand für das Rad; beim Auftauchen geben die Schaufeln ebenfalls nach und beschleunigen so die Entleerung der Zelle (siehe Abbildung 4c auf der vorherigen Seite).

Bei der Messtechnik gab es Änderungen zu den Versuchen Southampton Modell 1. Die Drehzahl wurde mit einem Drehzahlgeber (Hengstler Type IR 38) und das Drehmoment mit einer Kraftmessdose (Sagamo D96) am Pronyschen Zaum digital erfasst.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden der Einfluss des Wasserstands Unterstrom, der Gerinnebreite im Ein- und Auslauf ($B_{Ge,1}$, $B_{Ge,2}$), der Schaufellänge (l_{Sc}), des Schaufelmaterials und der Schaufelform sowie verschiedener Spaltmaße seitlich und unten (s_{se} , s_{un}) auf die Leistung und den Wirkungsgrad der WDM untersucht. Die Untersuchungen wurden bei Durchflüssen zwischen 1 und 25 l s^{-1} durchgeführt.

Ergebnisse: Mit dem Southampton Modell 2 konnten zusammengefasst folgende Ergebnisse und Erkenntnisse erzielt werden:

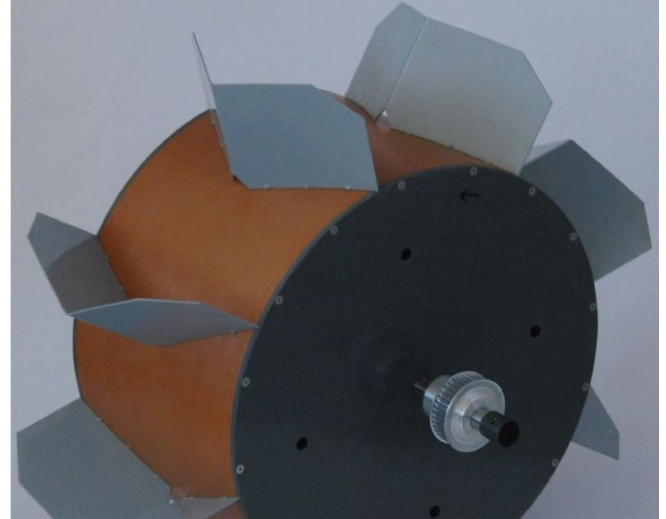
- Mit sinkendem Unterwasserstand (bei gleichbleibendem Oberwasserstand) steigt die Leistung, der Wirkungsgrad hingegen nimmt ab (LINTON, 2009, S. 78).
- Die Breite des Zulaufgerinnes hat einen Einfluss auf die Leistungskennwerte; optimale Ergebnisse werden bei doppelter Radbreite erzielt ($B_{Ge,1} = 2 B_{Rad}$) (LINTON, 2009, S. 97–104). Die Breite des Ablaufgerinnes hat hingegen keinen Einfluss auf die Leistungskennwerte.
- Einen wesentlichen Einfluss auf die Leistung haben die unmittelbar seitlich am Rad angebrachten Seitenwände. Diese müssen so angeordnet sein, dass ein Kurzschluss (ein direktes Durchfließen des Rades ohne Arbeit zu verrichten) verhindert wird (LINTON, 2009, S. 83).
- Mit abnehmender Schaufellänge bei gleichbleibendem Nabendurchmesser sinken Leistung und Wirkungsgrad. Ein Verhältnis von 1 : 3 ($d_A = 3 d_N$) zwischen Nabendurchmesser und Außendurchmesser wird empfohlen (LINTON, 2009, S. 106 f.).
- Ein geringes Spaltmaß ist für hohe Wirkungsgrade von maßgeblicher Bedeutung (LINTON, 2009, S. 90).
- Mit flexiblen Schaufeln konnte im Vergleich zu starren Schaufeln ein um ca. 5 % verbesserter Wirkungsgrad über ein etwas breiteres Abflussspektrum erzielt werden (LINTON, 2009, S. 94).
- Es konnten maximale Wirkungsgrade von über 80 % erreicht werden (LINTON, 2009, S. 124).

Aufgrund der positiven Versuchsergebnisse meldete LINTON im Jahr 2011 die Verwendung flexibler Schaufeln für die WDM zum Patent an (Details siehe Kapitel 2.2.4, S. 22).

Diskussion: Trotz einiger Verbesserungen im Bereich der Messtechnik bleiben bei den erzielten Messergebnissen Zweifel über deren Genauigkeit. LINTON (2009, S. 65) räumt selbst ein, dass das Messwehr nicht für das gesamte Abflussspektrum normgerecht eingebaut wurde und



(a) TU Darmstadt Modell



(b) Dethridge Wheel Modell (PAUDEL, 2016, S. 17)

Abbildung 5: Labormodelle aus Darmstadt

die Ablesegenauigkeit der Wasserstände (Überfallhöhe) ungenügend ist. PAUDEL et al. (2013, S. 7) konnten bei einer späteren Untersuchung zum Einfluss der Gerinnebreite im Ein- und Auslaufbereich der Anlage auf die Leistung die von LINTON (2009, S. 95) ermittelten Wirkungsgrade teilweise reproduzieren. Da auch bei der Untersuchung von PAUDEL et al. (2013) dieselbe Versuchsrinne und Messeinrichtung verwendet wurde, bleiben die oben genannten Unsicherheiten bezüglich der Ergebnisse bestehen.

TU Darmstadt Modell

Im Rahmen des HYLOW Projektes führte die Technische Universität Darmstadt umfangreiche Versuche hinsichtlich Leistung und ökologischer Durchgängigkeit der WDM mit einem großmaßstäblichen Modell durch.

Versuchsbeschreibung: Ausgangsmodell für die an der Versuchsanstalt für Wasserbau der Technischen Universität Darmstadt durchgeführten Versuche ist ein Rad mit 12 Schaufeln mit einem Außendurchmesser (d_A) von 1,2 m, einem Nabendurchmesser (d_N) von 0,4 m und einer Radbreite (B_{Rad}) von 0,97 m (siehe Abbildung 5a). Die Nabe und Schaufeln des Rades sind aus Stahl gefertigt. Das Rad ist in einer eigens für die Versuche aufgebauten Rinne mit einer Breite von 2 m eingebaut. Als Bremse für das Rad dient eine KfZ-Scheibenbremse. Die Messung des Drehmomentes erfolgt über einen Drehmomentaufnehmer (Typ DRFL-IV von ETH Messtechnik), der Drehzahl über einen digitalen Drehzahlgeber (RB1015 von if elektronik), der Wasserstände über Ultraschallsensoren (UAS von Fa. Dr. Wehrhahn) in seitlich an der Rinne angebrachten Messröhren und des Durchflusses über einen in der Zuleitung installierten magnetisch-induktiven Durchflussmesser (MID) (Promag 33 von Endress+Hauser). Die Messwerte werden durch EDV-Unterstützung (NI USB 6221 von National Instruments) mit einer Abtastfrequenz von 1 Hz aufgenommen und weiterverarbeitet.

Das Versuchsprogramm beinhaltete Versuche mit unterschiedlichen Unter- und Oberwasserständen, mit unterschiedlichen Schaufeln (gekrümmt, flach und gerade, flach und diagonal), mit unterschiedlichen Radbreiten (0,47, 0,72 und 0,97 m), mit verschiedenen Ein- und Auslaufgeometrien, mit unterschiedlichen Spaltmaßen zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne (2 bis 5 mm) sowie Versuche mit zusätzlichen Gummilippen zur verbesserten Abdichtung mit ver-

schiedenen Gummilippenlängen (20 bis 60 mm) und unterschiedlichen Schaufelanzahlen (10 und 12 Schaufeln). Bei den Radbreiten 0,47 und 0,97 m wurden Analysen zu den auftretenden Drehmomentschwankungen durchgeführt. Neben Untersuchungen zur Leistung wurden auch solche zur ökologischen Durchgängigkeit sowohl für Sedimente wie auch für Fische durchgeführt. Die Untersuchungen wurden bei Durchflüssen zwischen 40 und 220 l s⁻¹ durchgeführt.

Ergebnisse: Zusammengefasst wurden folgende Erkenntnisse aus den großmaßstäblichen Modellversuchen gewonnen:

- Fläche, diagonal in einem Winkel von 20° zur Radachse angeordnete Schaufeln sind gegenüber flachen, gerade in einem Winkel von 0° zur Radachse angeordneten Schaufeln und gekrümmten Schaufeln hinsichtlich Leistung und Wirkungsgrad günstiger (SCHNEIDER, 2016, S. 83 ff.).
- Optimal für die Leistungsausbeute ist ein Verhältnis von 2 : 1 zwischen Gerinnebreite zu Radbreite ($B_{Ge,1}/B_{Rad}$). Die Zellen können damit optimal seitlich gefüllt und auch wieder entleert werden (SCHNEIDER, 2016, S. 88 ff.). Ein Verhältnis von 1,3 : 1 ($B_{Ge,1}/B_{Rad}$) liefert bei deutlich geringerer Gerinnebreite geringfügig kleinere Wirkungsgrade und wird als guter ökonomischer Kompromiss beschrieben (SCHNEIDER et al., 2012, S. 21).
- Ein geringes Spaltmaß zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne (s_{un}) ist bei der WDM entscheidend für einen guten Wirkungsgrad (SCHNEIDER, 2016, S. 79 f.).
- Der Einfluss einer optimierten Auslaufgeometrie auf die Leistung der Anlage ist vernachlässigbar klein (SCHNEIDER, 2016, S. 98).
- Zur Erreichung optimaler Wirkungsgrade sollte der Oberwasserstand an der NOK und der Unterwasserstand an der NUK liegen (SCHNEIDER, 2016, S. 100 f.).
- Es werden Drehmomentschwankungen von 6,3 % des maximalen Drehmomentes gemessen. Diese Schwankungen werden insgesamt als gering beschrieben (SCHNEIDER, 2016, S. 99).
- Es sind Wirkungsgrade bis 70 % möglich (SCHNEIDER, 2016, S. 100).

Diskussion: Die durchgeführten Versuche sind insgesamt nachvollziehbar und jeweils schlüssig dargestellt. Hinsichtlich Fertigungsgenauigkeit und verwendeter Messtechnik ist die Versuchsanlage von guter Qualität. Aufgrund der Größe des Modells und der Vielzahl der untersuchten Varianten wurden pro Variante teilweise nur 4 Messpunkte gemessen. Eine eindeutige Interpretation der Versuchsergebnisse ist auf dieser Basis an manchen Stellen nicht möglich bzw. mit erheblichen Unsicherheiten behaftet. Manche Messreihen weisen eine nicht näher begründete große Streuung der Messwerte auf.

Weil bei der Analyse der Drehmomentschwankungen mit einer Abtastfrequenz von 1 Hz das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem (siehe Details dazu in Kapitel 3.2.3, S. 55) nicht eingehalten wird, ist eine abschließende Beurteilung der beschriebenen Schwankungen nicht möglich.

Partenstein Modell

LINTON konstruierte zur Überprüfung der Messergebnisse und zur schnelleren Untersuchung geometrischer Varianten ein exaktes geometrisches Modell der Pilotanlage in Partenstein im Maßstab 1 : 6 (siehe Partenstein Pilotanlage unter Kapitel 2.2.3, S. 19).

Versuchsbeschreibung: Das Modell mit einem Außendurchmesser (d_A) von 0,48 m, einem Nabendurchmesser (d_N) von 0,175 m und einer Radbreite (B_{Rad}) von 0,137 m wurde an der University of Southampton untersucht. Das Modell wurde mit einigen Veränderungen in die bereits für die Versuche von Southampton 1 und 2 verwendete Versuchsrinne installiert.

Das Modell ist exakt den Gegebenheiten in Partenstein nachgebildet. Die Messtechnik aus den Versuchen Southampton Modell 1 und 2 wurde teilweise erneuert. Das scharfkantige Messwehr am Ende der Versuchsrinne wurde durch ein Thomson Wehr ersetzt und der Drehzahlgeber erneuert (Baumer BHK). Alle Messwerte wurden digital durch EDV aufgezeichnet und verarbeitet (Fabrikat nicht genannt).

Neben der Originalgeometrie der Pilotanlage Partenstein mit 12 flachen, diagonal angeordneten Schaufeln wurden zusätzlich Versuche mit 6 Schaufeln sowie alternative Schaufeln mit flexiblen Schaufelblättern mit jeweils 6 und 12 Schaufeln durchgeführt. Das Versuchsprogramm umfasste Versuche mit verschiedenen Durchflüssen zwischen 6 und 20 l s^{-1} bei unterschiedlichen Wasserstandskombinationen. Darüber hinaus wurden die Drehzahlschwankungen mit 6 Schaufeln bei Drehzahlen von 8, 12, 17 und 45 min^{-1} analysiert.

Ergebnisse: Hinsichtlich Leistung und Wirkungsgrad wurden zwischen Labormodell und Pilotanlage bei gleicher Wasserstandskombination gleiche Ergebnisse erzielt (LINTON, 2013, S. 191). Signifikante Skaleneffekte zwischen dem Labormodell und dem Prototypen konnten nicht festgestellt werden (LINTON, 2013, S. 287).

Mit den flexiblen Schaufeln wurden im Vergleich zu den flachen, starren Schaufeln sowohl mit 6 als auch mit 12 Schaufeln Verbesserungen von ca. 3 % hinsichtlich der maximalen Leistung erzielt und ein etwas breiteres Abflussspektrum genutzt (LINTON, 2013, S. 217). Die Ergebnisse zeigen weiter, dass sich mit 6 im Vergleich zu 12 Schaufeln für beide Schaufeltypen bessere Leistungsdaten erzielen lassen.

LINTON stellt trotz der Verbesserung durch weniger Schaufeln und der günstigen Ergebnisse bei der Verwendung flexibler Schaufeln bei den Laborversuchen klar, dass deren praktische Anwendung und Umsetzung mit zwei wesentlichen Unwägbarkeiten verbunden ist:

1. Eine geringere Anzahl Schaufeln erhöht die Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei jedem Schaufeldurchgang erheblich. Dies führt bei den nachfolgenden Komponenten der Energiewandlung (Getriebe, Generator und Umrichter) zu einer größeren erforderlichen Auslegung der Komponenten und somit zu einer erheblichen Kostensteigerung (LINTON, 2013, S. 240).
2. Die Skalierung der flexiblen Schaufeln ist komplex, da die Materialeigenschaften exakt auf die Größe der Anlage angepasst werden müssen. Hierfür konnte bisher keine befriedigende Lösung gefunden werden.

Die Analyse der Drehzahlschwankungen bei unterschiedlichen Drehzahlen mit einer Abtastfrequenz von 64 Hz zeigte, dass die Drehzahlschwankung um den Mittelwert mit zunehmender Drehzahl abnimmt. Bei 8 und 12 min^{-1} wurden Schwankungen um den Mittelwert von $\pm 28 \%$ und bei 17 min^{-1} von $\pm 17 \%$ gemessen (LINTON, 2013, S. 239). Aufgrund der gewählten Abtastfrequenz konnten die Ergebnisse für 45 min^{-1} nicht detailliert ausgewertet werden (LINTON, 2013, S. 239).

Diskussion: Durch die zahlreichen Verbesserungen der Messtechnik und der Messwerteerfassung konnten hinsichtlich der Qualität der Messergebnisse für Leistung und Wirkungsgrad Verbesserungen gegenüber den vorhergehenden Modellversuchen an der University of Sout-

hampton erzielt werden. Eine Darstellung und Diskussion der in den Ergebnissen enthaltenen Unsicherheiten fand jedoch nicht statt. Die Ergebnisse zu den auftretenden Drehzahlschwankungen geben erste Hinweise auf deren Größe, sind aber aufgrund des geringen Untersuchungsrahmens von nur drei Drehzahlen bei gleichbleibender Geometrie (z. B. Schaufelanzahl) und konstanten Wasserständen nur von geringer allgemeiner Aussagekraft.

Dethridge Wheel Modell

PAUDEL (2016) untersuchte an der Hochschule Darmstadt, ob das ursprünglich in Australien als Wasserzähler eingesetzte Dethridge Wheel zur Energienutzung geeignet ist. Trotz des etwas anderen Erscheinungsbildes des Rades mit einer vergleichsweise großen Nabe sowie kurzen, spitz zulaufenden Schaufeln ist das Dethridge Wheel von Funktion und Wirkweise der WDM zuzuordnen. Neben physikalischen Modellversuchen wurden erstmalig zur Analyse der Strömungsvorgänge numerische Simulationen durchgeführt.

Versuchsbeschreibung: Das untersuchte Modell im Maßstab 1 : 2 hat einen Außendurchmesser (d_A) von 0,6 m, einen Nabendurchmesser (d_N) von 0,4 m und eine Radbreite (B_{Rad}) von 0,25 m. Die Nabe wurde aus Polyvinylchlorid (PVC), die Schaufeln aus Stahl gefertigt. Die 8 am Nabenumfang angeordneten Schaufeln haben eine *V-Form* mit einem Winkel von 127° . Die Schaufeln haben in der Spitze an der Nabe ein Loch von ca. 1,5 cm Durchmesser (siehe Abbildung 5b auf Seite 15). Das Rad wurde mittig in einer Laborversuchsrinne von 20 m Länge und 1 m Breite angeordnet.

Die Drehbewegung des Rades wird mit einem Zahnriemen auf eine höhere Ebene übertragen auf der Lastabnahme und Messtechnik angeordnet sind. Die Drehzahl des Rades wird mittels Hysteresse-Bremssystem der Fa. Magtrol über Regelung des Bremsstromes eingestellt. Das Drehmoment wird mittels Drehmomentmesswelle (HBM T22) und die Drehzahl über einen Drehgeber (ifm HB1015) erfasst. Die Wasserstände unmittelbar vor und nach dem Rad werden über kommunizierende Röhren mit Stechpegel abgelesen. Der Durchfluss wird über einen fest an der Rinne installierten MID (Krohne IFC110) erfasst. Die Messwerte für Drehmoment und Drehzahl werden über eine Messkarte (NI USB 6210) digital erfasst und gespeichert (1 Messwert pro s). Bremsstrom, Durchfluss und Wasserstände werden manuell abgelesen und aufgezeichnet.

Das Versuchsprogramm beinhaltete Versuche mit unterschiedlichen Unter- und Oberwasserständen, zwei Gehäuselängen, unterschiedlichen Schaufelanzahlen (6, 8, 12 und 16), unterschiedlichen Ein- und Auslaufgeometrien, zwei Schaufelformen und zwei Kropfformen sowie drei Spaltmaßen zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne (1, 2 und 4 mm). Teile der Untersuchung wurden sowohl im physikalischen als auch numerischen Modell analysiert, Kropfform und Schaufelform wurden nur mittels numerischer Simulation miteinander verglichen. Die Untersuchungen wurden bei Durchflüssen zwischen 6 und 20 l s^{-1} durchgeführt.

Ergebnisse: Die Ergebnisse der Variantenuntersuchung können wie folgt zusammengefasst werden (PAUDEL, 2016, S. 53 ff.):

- Mit steigendem Oberwasserstand steigt die Leistung, während der Wirkungsgrad sinkt. Als sinnvoller Betriebspunkt wird für den Oberwasserstand die NOK gewählt.
- Bei konstantem Oberwasserstand und steigendem Unterwasserstand (über NUK) sinken Leistung und Wirkungsgrad insbesondere bei hohen Durchflüssen.

- Der Vergleich zweier unterschiedlicher Gehäuselängen zeigt, dass die kürzere Bauform mit optimaler Be- und Entlüftung der Zellen sowie der Möglichkeit für das Wasser, auch seitlich in den Schaufelzwischenraum ein- und auszuströmen, vorwiegend positive Effekte auf das Verhalten des Rades hat.
- Mit 6 Schaufeln kann im Vergleich zu 8, 12 und 16 Schaufeln ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden. Im Vergleich zu 16 Schaufeln wird mit 6 Schaufeln ein ca. 6 % höherer Wirkungsgrad erreicht.
- Ein Verhältnis von 2 : 1 von Gerinnebreite zu Radbreite ($B_{Ge,1}/B_{Rad}$) liefert im Vergleich zu 1 : 1, 3 : 1 und 4 : 1 die besseren Ergebnisse. Die Form des Zu- und Ablaufgerinnes hat hingegen einen untergeordneten Einfluss auf die Leistungskennwerte des Rades.
- Das Spaltmaß unten hat bei geringen Drehzahlen einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Zwischen 1 und 4 mm Spaltmaß konnten Unterschiede von bis zu 9 % Wirkungsgrad gemessen werden.
- Die Analyse der Drehzahlschwankungen bei unterschiedlichen Schaufelanzahlen (6, 8, 12 und 16) und Gerinnebreiten bzw. Gerinne- zu Radbreite (4 : 1, 3 : 1, 2 : 1 und 1 : 1) hat ergeben, dass keine signifikanten Unterschiede bezüglich der Drehzahlschwankung auftreten und dass diese im Allgemeinen relativ gering sind (PAUDEL, 2016, S. 61).
- Ein linearer Zusammenhang zwischen Durchfluss und Drehzahl und zwischen Drehmoment und Drehzahl konnte festgestellt werden.
- Der Wirkungsgrad des Rades liegt über 60 %.

Diskussion: Die durchgeführten Analysen zu den Leistungskennwerten des Dethridge Wheel sind sehr umfangreich, gut dokumentiert und das Vorgehen insgesamt nachvollziehbar. Durch hohe Fertigungsgenauigkeit des Modells und der eingesetzten Messtechnik können die Ergebnisse insgesamt als verlässlich eingestuft werden. Mit der durchgeführten Fehleranalyse können die Ergebnisse auch hinsichtlich der Genauigkeit eingeordnet werden.

Bei der Analyse der Drehzahlschwankung wurde, wie bei der Untersuchung am TU Darmstadt Modell, mit einer Abtastfrequenz von 1 Hz das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem (siehe Details dazu in Kapitel 3.2.3, S. 55) nicht eingehalten. Eine abschließende Beurteilung der auftretenden Drehzahlschwankungen ist deshalb auf dieser Basis nicht möglich.

2.2.3 Pilotanlagen

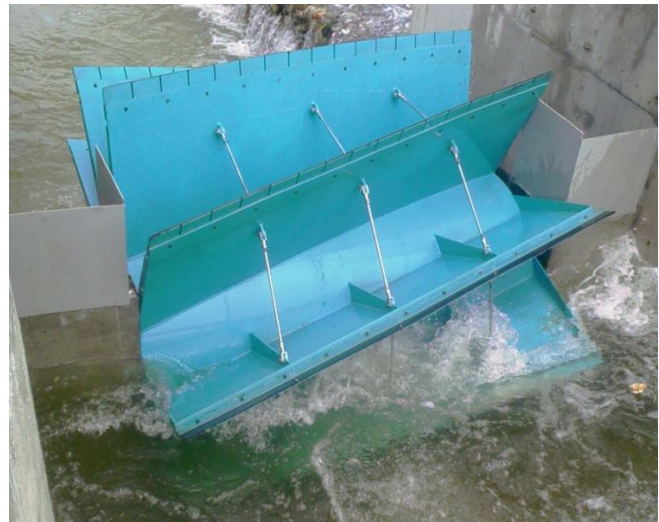
Insgesamt wurden zwei Pilotanlagen im Rahmen des HYLOW Projektes gebaut und für Versuchszwecke betrieben. Unter *Pilotanlage* wird im Folgenden eine Anlage verstanden, die im Realmaßstab unter realen Bedingungen an einem Gewässer betrieben wird. In der Folge werden die beiden Anlagen kurz vorgestellt und analog zu den Labormodellen die Ergebnisse vorgestellt.

Partenstein Pilotanlage

Die Pilotanlage Partenstein war eine in der Gemeinde Partenstein (D) errichtete Pilotanlage. Beim Standort handelt es sich um einen ehemaligen Mühlenstandort an der Lohr, an welchem bis in die späten 1940er Jahre ein *Zuppingerrad* eine Schwerspatmühle antrieb. Der Standort



(a) Partenstein Pilotanlage von Unterstrom (Quelle: LINTON)



(b) Iskar Pilotanlage von Oberstrom (Quelle: KISLIAKOV)

Abbildung 6: Partenstein Pilotanlage und Iskar Pilotanlage

hat einen Ausleitungskanal und eine Fallhöhe von ca. 1,2 m. Die Pilotanlage wurde im Frühjahr 2011 unter Federführung der University of Southampton und der Technischen Universität Darmstadt aufgebaut. Ende 2014 wurde die Anlage zurückgebaut und der ursprüngliche Zustand des Standorts wiederhergestellt.

Versuchsbeschreibung: Das Wasser für den Mühlgraben wird ca. 150 m oberhalb des ehemaligen Mühlgebäudes vom Mutterbett der Lohr abgezweigt und führt direkt vor dem Mühlengebäude entlang. Der Graben hat eine Breite von ca. 2 m und eine Tiefe von ca. 0,5 m. Auf Basis der geometrischen Gegebenheiten vor Ort und des Wasserdargebots wurde eine WDM mit einem Außendurchmesser (d_A) von 2,45 m, einem Nabendurchmesser (d_N) von 1,05 m und einer Radbreite (B_{Rad}) von 0,82 m geplant und gebaut. Als Bemessungsabfluss wurde ein Durchfluss von $0,640 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ gewählt (LINTON, 2013, S. 68).

Das Rad wurde als komplette Stahlkonstruktion in England gefertigt und vor Ort eingebaut. Die 12 Schaufeln sind, wie im TU Darmstadt Modell, aus flachen Blechen gefertigt und diagonal in einem Winkel von ca. 20° zur Achse am Umfang der Nabe angebracht (siehe Abbildung 6a) (LINTON, 2013, S. 74). Das Kropfgerinne sowie Ein- und Auslauf sind als Betonkonstruktion in den vorhandenen Überfall integriert. Die Lastabnahme bestehend aus Zahnriemenübersetzung, Getriebe, Permanentmagnet-Generator und Wechselrichter wurden auf dem früher als Gegenlager genutzten Sandsteinsockel installiert (siehe Abbildung 6a, links oben). Die Einspeisung ins Stromnetz sowie die drehzahlabhängige Steuerung der Anlage erfolgt über den Wechselrichter (Ingecon Wind 6 kW).

An der Pilotanlage erfolgte die Wasserstandsmessung mittels Maßband ca. 2 m ober- bzw. unterhalb des Rades, die Drehzahlmessung über eine Stoppuhr und die Ermittlung des Drehmomentes über die Messung der elektrischen Leistung am Generatorausgang mit anschließender Umrechnung über die Teilwirkungsgrade der einzelnen Komponenten. Für einige Messungen wurde eine Durchflussmessung mittels Messflügel und eines Unterstrom installierten Messwehres durchgeführt.

Ergebnisse: Die Pilotanlage erzielt eine maximale mechanische Leistung von 3,5 kW. Der maximale Wirkungsgrad wird von LINTON (2013, S. 137) mit 60 % und von MÜLLER et al. (2012, S. 34) mit 80 % angegeben.

Neben den messbaren Größen hält LINTON (2013, S. 160) fest, dass an der Pilotanlage im Gegensatz zu den Modellversuchen erheblich mehr Spritzwasser und Geräuscentwicklung durch das Aufschlagen der Schaufelblätter auf die Wasseroberfläche festzustellen ist. Weiter ist ein lautes Sauggeräusch aufgetreten, welches auf die mangelnde Belüftung der Zellen beim Entleeren der Kammern zurückgeführt wird. Diese Effekte wurden zuvor im Modellmaßstab nicht festgestellt und konnten mit konstruktiven Änderungen an der Pilotanlage behoben werden.

Diskussion: Mit der Pilotanlage Partenstein konnten erstmals Messwerte für den Vollmaßstab einer WDM unter realen Bedingungen gesammelt werden.

Weil eine eigenständige Abflussmessung nur für wenige Messpunkte, die Leistungsmessung indirekt am Generatorausgang und die Wirkungsgrade eine Differenz von 20 % aufweisen, haben die Ergebnisse für Leistung und Wirkungsgrad nur orientierenden Charakter. Ursächlich für die großen Unterschiede zwischen den beiden Quellen (LINTON, 2013; MÜLLER et al., 2012) beim Wirkungsgrad ist wahrscheinlich die Anwendung unterschiedlicher Berechnungsverfahren zu dessen Bestimmung. MÜLLER et al. (2012) reduzieren beispielsweise den gemessenen Durchfluss um die Spaltverluste.

Unabhängig von den gemessenen Werten konnten mit der Pilotanlage Partenstein wertvolle Erfahrungen für den Betrieb einer WDM gewonnen werden. Insbesondere die Lastabnahme, die Steuerung und die Stromeinspeisung wurden hinsichtlich ihrer Komplexität sowohl vom Erbauer als auch vom Betreiber der Anlage stark unterschätzt und führten schlussendlich auch zum Rückbau der Anlage.

Iskar Pilotanlage

Eine bestehende künstliche Schwelle am Fluss Iskar in Bulgarien wurde zu einem Standort für eine Pilotanlage einer WDM umgebaut. Das vorhandene Wehr wurde, um die Fallhöhe zu erhöhen, mit einer Gabionenwand erweitert und eine Fischaufstiegsanlage (FAA), ebenfalls als Gabionenkonstruktion, in den Wehrkörper integriert. In Fließrichtung links wurde ein Kraftwerkskanal aus Stahlbeton errichtet. Die Anlage wurde unter Federführung der University of Architecture, Civil Engineering and Geodesy in Sofia (BG) im Jahr 2009 aufgebaut. Durch ein Hochwasserereignis im Frühjahr 2013 wurde ein Großteil der Wehranlage zerstört und die KWKA in der Folge zurückgebaut. Das Wehr wurde in den Jahren 2015 und 2016 wieder instand gesetzt.

Versuchsbeschreibung: Die WDM am Iskar hat einen Außendurchmesser (d_A) von 2,4 m, einen Nabendurchmesser (d_N) von 1 m und eine Radbreite (B_{Rad}) von 2 m. Das Rad hat insgesamt 10 am Nabenumfang angeordnete flache, diagonal in einem Winkel von 14° zur Radachse geneigte Schaufeln (siehe Abbildung 6b auf der vorherigen Seite). Das Ein- und Auslaufgerinne ist 3 m breit und direkt in den Wehrkörper der Gesamtanlage integriert.

Die Lastabnahme besteht aus einem Generator, welcher über ein Getriebe direkt an die Welle, jedoch nicht an das öffentliche Stromnetz gekoppelt ist. Die Last wird je nach gewünschter Drehzahl über entsprechende Lastwiderstände geregelt. Über die Art der Drehzahlmessung und Messung der Wasserstände ist nichts Genaueres bekannt. Die Abflussmessung erfolgt für einige der Messungen mittels eines Unterstrom der WDM installierten scharfkantigen Messwehres.

Neben einigen Untersuchungen zur Durchgängigkeit für Fische beschränken sich die Versuche zur Leistungs- und Wirkungsgradbestimmung auf die Untersuchung von verschiedenen Wasserstandskombinationen (BOZHINOVA et al., 2012).

Ergebnisse: Im Testbetrieb wurden mechanische Wirkungsgrade von max. 78 % und eine maximale mechanische Leistung von 7,5 kW erreicht (BOZHINOVA et al., 2012, S. 334).

Diskussion: Details zur verwendeten Messtechnik und Auswertemethoden sind nicht genauer beschrieben. Deshalb haben die Versuchsergebnisse nur orientierenden Charakter. Dennoch konnte gezeigt werden, dass die Anlage auch bei einem Verhältnis von Radbreite zu Außendurchmesser von 1:1.2 und Schaufeln, die in einem flacheren Winkel als 20° angebracht sind, gut funktioniert.

2.2.4 Patente

In Zusammenhang mit der Technologie WDM sind in der Vergangenheit mehrere Patente angemeldet worden. Diese beinhalten die WDM als Ganzes sowie Details sowohl zur Konstruktion als auch zur Steuerung und Lastabnahme. Tabelle 2 auf Seite 28 gibt eine Übersicht über die in Zusammenhang mit der WDM angemeldeten Patente in chronologischer Abfolge. Im Weiteren werden die Patentanmeldungen nach Rechteinhabern mit ihren wesentlichen Ansprüchen dargestellt.

Brinnich

Der österreichische Erfinder und Unternehmer BRINNICH aus Wien meldete mehrere mit der WDM in Zusammenhang stehende Patente an.

AT000000404973B: BRINNICH meldete die Staudruckmaschine (SDM) erstmals 1997 zum österreichischen Patent an (BRINNICH, 1997). Das Patent wurde zwei Jahre nach Anmeldung vom Patentamt der Republik Österreich erteilt. Aus dem Patent mit der Veröffentlichungsnummer AT000000404973B gehen zusammengefasst folgende Patentansprüche hervor:

- SDM bestehend aus einer Nabe mit darauf befestigten Schaufeln sowie zwei kreisrunden Scheiben, die an beiden Seiten Nabe und Schaufeln verbinden.
- Der Staudruck wird durch Abbremsen des Rades eingestellt. Bei Stillstand oder sehr langsamer Drehzahl füllt sich das Gerinne Oberstrom bis zur vorgegebenen Fallhöhe (Oberwasserstand).
- Die Schaufeln weisen eine Krümmung auf, in deren Verlauf sich eine oder mehrere Öffnungen befinden, die mit *Schwimmerklappen* versehen sind. Die *Schwimmerklappen* haben den Zweck, die Befüllung der Laufradkammern beim Eintauchen in das Oberwasser ohne nennenswerten Auftriebsverlust zu ermöglichen (siehe Abbildung 7a auf Seite 24).
- Die Schaufeln sind nicht parallel zur Achse, sondern bis zu 45° geneigt befestigt. Hintergrund ist, dass beim Auftauchen kein Unterwasser angehoben wird und beim Eintauchen die Befüllung ohne Auftriebsmomente möglich ist.

Am 07.12.2004 wurde von BRINNICH zudem die Wortmarke WICON STAUDRUCKMASCHINE beim Österreichischen Patentamt als Marke angemeldet und am 16.02.2005 eingetragen.

WO002007065178A1: 2005 meldete BRINNICH zwei weitere Patente zur SDM an. Es handelt sich hierbei um Verbesserungen der Konstruktion des Rades und der Lastabnahme zum vorstehend genannten Patent (*AT000000404973B*).

Aus der weltweiten Patentanmeldung mit der Veröffentlichungsnummer *WO002007065178A1* gehen folgende Patentansprüche hervor (BRINNICH, 2005b):

- Die SDM hat auf der einen Seite des Rades eine Leitscheibe der Größe des Außendurchmessers, auf der anderen Seite ist das Rad offen (siehe Abbildung 7c auf der nächsten Seite).
- Das Drehmoment des Rades wird über den Außenumfang der Leitscheibe über ein geeignetes Getriebe (Zahnriemen, Kette) auf eine darüber liegende Welle übertragen.
- Um den Oberwasserstand immer konstant halten zu können, ist zwischen Generator und der ersten Übersetzungsstufe ein stufenloses Regelgetriebe geschaltet, welches automatisch den Wasserpegel Oberstrom steuert (siehe Abbildungen 7b und 7c auf der nächsten Seite).

Als Vorteile für die Erfindung werden die Durchgängigkeit für Geschiebe und aquatische Lebewesen angeführt. Ein Patent wurde bisher nicht erteilt.

AT000000501575A1: Aus der österreichischen Patentanmeldung mit der Veröffentlichungsnummer *AT000000501575A1* gehen die gleichen Patentansprüche wie in der zuvor genannten weltweiten Anmeldung mit der Nummer *WO002007065178A1* hervor. Darüber hinaus werden folgende Ansprüche geltend gemacht (BRINNICH, 2005a):

- Die Gesamtanlage ist in Modulbauweise herstellbar und als komplettes Kraftwerksmodul aufbaubar.
- Das komplette Kraftwerksmodul hat seitlich Linearführungen und kann z. B. mit einem Hydraulikzylinder angehoben und abgesenkt werden.
- Mehrere Kraftwerksmodule können nebeneinander angeordnet werden.
- Details zur Montage der Gesamtanlage.

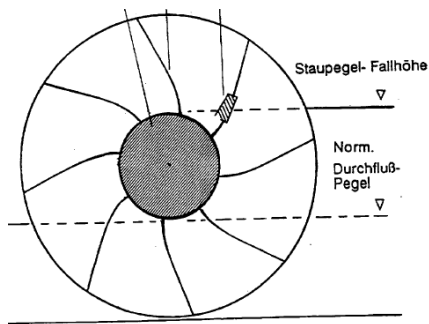
Ein Patent wurde bisher nicht erteilt.

Nach Brinnichs Tod im März 2009 entwickelte die KBA-Mödling GmbH in Zusammenarbeit mit den Erben Brinnichs die Technologie weiter (KRANZL, 2014).

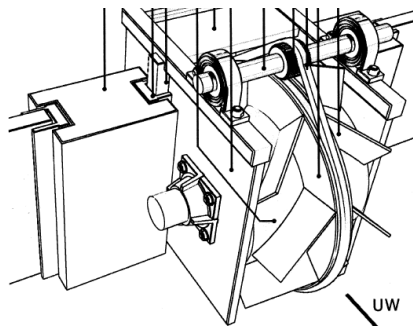
KBA-Mödling GmbH

Die KBA-Mödling GmbH meldete im Jahr 2011 insgesamt vier Patente in Zusammenhang mit der Technologie WDM an.

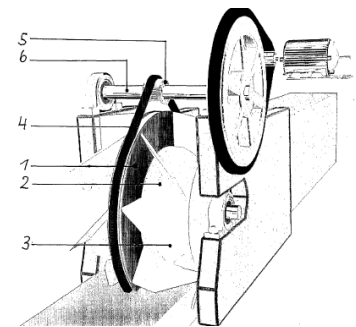
WO002012006646A3: Die Patentanmeldung befasst sich mit einer Art von Lagerrahmen, um das gesamte Rad innerhalb von seitlich angebrachten Linearführungen im Betrieb anzuheben und abzusenken. Das Rad wird mit einer Art Hebevorrichtung (z. B. Zahnstangentrieb, Zylinder oder Spindeltrieb) vertikal innerhalb der Führungen bewegt. Laut Patentschrift ist der Vorteil der Erfindung, dass bei schwankendem Unterwasserstand das Rad so jederzeit in seinem optimalen Betriebsbereich arbeiten kann. Als Regelgröße dient der Unterwasserstand, wobei je nach Wasserstand das Rad angehoben oder abgesenkt wird. Die Steuerung erfolgt über eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) entlang einer vorgegebenen Kennlinie (KÜHNKE et al., 2011b).



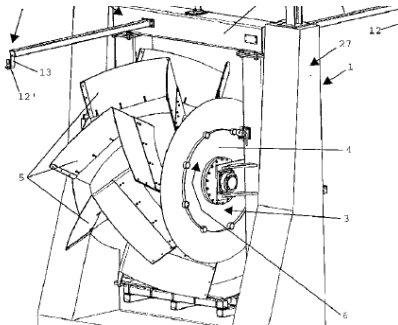
(a) AT000000404973B



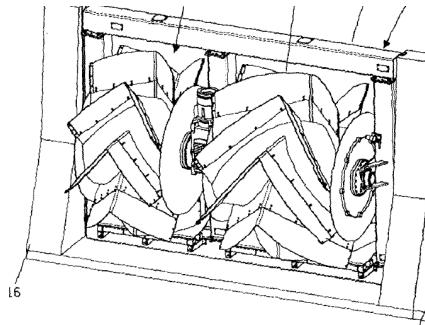
(b) AT000000501575A1



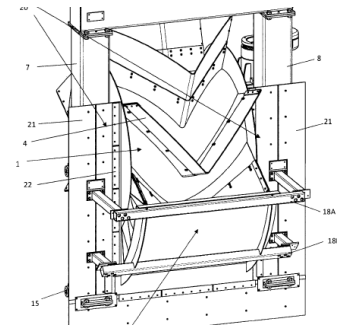
(c) WO002007065178A1



(d) WO002012006647A2



(e) WO2012006648A1 a



(f) WO2012006648A1 b

Abbildung 7: Skizzen aus den Patentschriften

WO002012006647A2: Aus der Patentanmeldung gehen insbesondere Ansprüche zur Regelung der SDM hervor. Über eine Steuerung sollen die Drehzahl und somit der Abfluss so angepasst werden, dass der über Ultraschall oder mittels Drucksonde gemessene Oberwasserstand nahezu konstant gehalten wird und die Fallhöhe immer gleichbleibend ist. Die Regelung der Anlage erfolgt über eine SPS und regelt in Abhängigkeit des gemessenen Oberwasserstands das Bremsmoment bzw. die Last, die vom Generator abgenommen wird (siehe Abbildung 7d). Die Regelung erfolgt über einen dem Generator nachgeschalteten Frequenzumrichter (KÜHNKE et al., 2011a).

WO2012006648A1: Diese Patentanmeldung betrifft einen speziell für die SDM entwickelten Lagerrahmen, welcher die gesamte Konstruktion (Rad, Getriebe, Generator etc.) einfasst und zusammenhält. Dieser Lagerrahmen ist, wie in der Patentanmeldung WO002012006646A3 beschrieben, in seitlich angebrachten Führungen eingelassen und kann als Ganzes angehoben und abgesenkt werden. Er ist so konstruiert, dass in einem Rahmen auch mehrere Räder nebeneinander installiert werden können (siehe Abbildung 7e). Ein weiteres Detail ist das gebogene Kropfblech Oberstrom des Rades, welches genau an den Durchmesser des Laufrades angepasst ist (siehe Abbildung 7f). Als Vorteil der Erfindung wird insbesondere angeführt, dass das gesamte Rad inkl. Lastabnahme z. B. im Störfall aus dem Wasserkörper herausgehoben werden kann. Durch die Anordnung mehrerer Anlagen nebeneinander können laut Patentschrift auch ganz kleine Durchflüsse durch Abschalten einzelner Maschinen effizient genutzt werden (ULM, 2012).

WO002012024704A1: Mit der Patentanmeldung soll die Lastabnahme der SDM durch ein System mit mehreren sogenannten *Maschinen-Getriebe-Modulen*, welche seitlich an der Anlage angeschlossen sind, verbessert werden. Diese können laut Beschreibung je nach erforderlicher Leistung einzeln hinzugeschaltet werden. Zum Antriebssystem gehört ein an der Nabenstirn-

seite angebrachter innenverzahnter Zahnkranz, von welchem die Drehenergie an die einzelnen *Maschinen-Getriebe-Module* weitergegeben wird. Die Zu- und Abschaltung einzelner *Maschinen-Getriebe-Module* erfolgt abhängig vom Oberwasserstand mittels integrierter SPS. Dieses System dient, wie die genannten Patente WO002007065178A1 und WO002012006647A2, der Abflussregulierung zum Halten des Oberwasserspiegels (STERNECKER, 2011).

Ein Patent wurde nach Wissen des Autors bisher für keine der genannten Patentanmeldungen der Firma KBA-Mödling GmbH erteilt.

Linton

WO002011135038A3: Die Patentanmeldung von LINTON befasst sich mit der Verwendung flexibler Schaufeln für die WDM. Die Schaufeln bestehen aus einer Kombination von Haltern aus Stahl, welche fest an der Nabe montiert sind, und von Schaufelblättern, welche aus nicht genauer definiertem biegsamem Kunststoff bestehen. Laut Patentschrift ist der Vorteil dieser Erfindung, dass beim Eintauchen der Schaufel in den Wasserkörper die Schaufel nachgibt und so der Widerstand auf das Rad reduziert wird. Beim Auftauchen aus dem Wasserkörper kann durch das Nachgeben der Schaufel die Kammer des Rades schneller entleert werden. Im Vergleich zu flachen starren Schaufeln soll ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden. Als weiterer Vorteil wird genannt, dass Objekte im Wasserkörper (z. B. Treibgut) abgeführt werden können, ohne das Rad zu blockieren (LINTON, 2011). Weitere Details zu dieser Anmeldung finden sich in Kapitel 2.2.2 (S. 12) und Abbildung 4c auf Seite 13. Ein Patent wurde bisher nicht erteilt.

2.2.5 Zusammenfassung und Diskussion Bisherige Untersuchungen

In den letzten acht Jahren wurden an der University of Architecture, Civil Engineering and Geodesy in Sofia, der University of Southampton, der Technischen Universität Darmstadt und der Hochschule Darmstadt zahlreiche und umfangreiche Untersuchungen an verschiedenen Labormodellen und Pilotanlagen der WDM durchgeführt. Neben der universitären Forschung entwickelten Einzelpersonen die Technologie weiter und meldeten ihre Erfindungen zum Patent an. Im Folgenden werden die gewonnenen Erkenntnisse aus der Literaturrecherche zusammengefasst und diskutiert.

Laboruntersuchungen

Versuchsbeschreibung: Im Rahmen der durchgeführten Laboruntersuchungen wurden Versuche an fünf verschiedenen physikalischen Modellen unterschiedlicher Größe durchgeführt. Hierbei wurden verschiedene Verhältnisse von Nabendurchmesser zu Außendurchmesser, Radbreite zu Gerinnebreite, Radbreite zu Durchmesser, unterschiedliche Schaufelformen, Schaufelanzahlen, Ein- und Auslaufgeometrien, Spaltmaße, Wasserstandskombinationen, Kropfgerinneformen etc. verglichen und deren Einfluss auf die Leistungskennwerte der Anlage untersucht.

Ergebnisse: Aus den bisher durchgeführten Untersuchungen können folgende Erkenntnisse, die meist von mehreren Autoren gestützt werden, für die Technologie WDM abgeleitet werden:

- Wenn der Schaufelzwischenraum im Betrieb voll gefüllt ist und das Rad bei üblichen Drehzahlen (ca. 2 bis 12 min⁻¹) betrieben wird, gibt es einen linearen Zusammenhang zwischen Drehzahl und Durchfluss sowie zwischen Drehmoment und Drehzahl (PAUDEL, 2016, S. 19; SCHNEIDER, 2016, S. 80; SENIOR, 2009, S. 147).

- Der maximale Wirkungsgrad der WDM liegt zwischen ca. 60 und 80 % (LINTON, 2013, S. 124; LINTON, 2009, S. 124; MÜLLER et al., 2012, S. 30; PAUDEL, 2016, S. 53; SCHNEIDER, 2016, S. 100; SENIOR, 2009, S. 143).
 - Die Leistung nimmt mit steigendem Durchfluss bis zum Erreichen des Leistungsmaximums zu und fällt danach wieder ab.
 - Der maximale Wirkungsgrad wird bei niedrigem Durchfluss, die maximale Leistung bei höherem Durchfluss erreicht. Die beiden Maxima fallen somit **nicht** zusammen.
- Ein Oberwasserstand an der NOK und ein Unterwasserstand an der NUK werden im Hinblick auf den Wirkungsgrad als vorteilhaft beschrieben (DELABAR und DINGLER, 1867; LINTON, 2009, S. 78; PAUDEL, 2016, S. 53; SCHNEIDER, 2016, S. 100).
- Ein geringes Spaltmaß ist für hohe Wirkungsgrade der WDM von entscheidender Bedeutung. Der Spalt zwischen Rad und Umgebung sollte deshalb möglichst gering sein (LINTON, 2009, S. 90; PAUDEL, 2016, S. 53; SCHNEIDER, 2016, S. 79).
- Beim Austritt des Wassers muss der Schaufelzwischenraum ausreichend belüftet sein. Das stellt sicher, dass im Schaufelzwischenraum kein Unterdruck entsteht und das Wasser somit ungehindert ausströmen kann. Gleichzeitig muss ein direktes Durchfließen des Schaufelzwischenraumes (sog. Kurzschluss) durch entsprechende Seitenwände verhindert werden (LINTON, 2009, S. 83; PAUDEL, 2016, S. 53).
- Die Breite des Einlaufkanals hat Einfluss auf die Leistungskennwerte. Mit der 1,3- bis 2-fachen Radbreite werden gute Ergebnisse erzielt (LINTON, 2009, S. 97-104; PAUDEL, 2016, S. 53; SCHNEIDER, 2016, S. 88; SCHNEIDER et al., 2012, S. 21).
- Die Breite des Auslaufkanals hat nur geringen Einfluss auf die Leistungskennwerte (LINTON, 2009, S. 97-104; SCHNEIDER, 2016, S. 98).
- Die Formen von Ein- und Auslaufkanal haben keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Leistung des Rades (PAUDEL, 2016, S. 53).
- Mit 6 Schaufeln kann im Vergleich zu 8, 12 und 16 Schaufeln eine höhere Leistung und ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden (LINTON, 2013, S. 217; PAUDEL, 2016, S. 53).
- Die Schaufellänge (l_{sc}) sollte ca. 1/3 des Außendurchmessers (d_A) entsprechen, um ein günstiges Verhältnis zwischen Wirkungsgrad und nutzbarem Durchfluss zu erhalten (LINTON, 2009, S. 106).
- Gute Ergebnisse werden (1) mit flachen, diagonal in einem Winkel von 12 bis 20° zur Radachse angeordnete Schaufeln und (2) mit symmetrisch, spitz nach vorne zulaufenden Schaufeln mit einem eingeschlossenen Winkel von 127° (Dethridge Wheel) erzielt (PAUDEL, 2016, S. 53; SCHNEIDER, 2016, S. 83).
- Die Ergebnisse aus den Modellversuchen können mit den Froudschen Modellgesetzen skaliert werden (LINTON, 2013, S. 287; SENIOR, 2009, S. 153).

Diskussion: Die verwendeten Modelle sind hinsichtlich ihrer Größe und der jeweils untersuchten Parameter sehr unterschiedlich, so dass ein direkter Vergleich der Ergebnisse zwischen einzelnen Modellen nicht möglich ist. So unterschiedlich wie die untersuchten Varianten, so unterschiedlich sind auch die für die Messwertnahme verwendeten Messgeräte. Zur Bestim-

mung von Leistung und Wirkungsgrad aus den Messwerten wurde zudem von den Autoren kein einheitliches Berechnungsverfahren angewendet. Weil der Rechenweg an machen Stellen unzureichend genau beschrieben und die zugrundeliegenden Datensätze nur teilweise zur Verfügung stehen, ist auch bei detaillierter Betrachtung kein Vergleich zwischen den untersuchten Varianten möglich. Auch ein Vergleich mit anderen Technologien ist auf dieser Grundlage nicht möglich, weil zur Bestimmung der Wirkungsgrade von keinem der Autoren eine international anerkannte Norm verwendet wurde.

Bezüglich der auftretenden Drehzahl- bzw. Drehmomentschwankungen kommen die bisherigen Untersuchungen zu widersprüchlichen Ergebnissen. SCHNEIDER (2016, S. 99) und PAUDEL (2016, S. 61) beschreiben die auftretenden Schwankungen als gering und konnten keine wesentlichen Unterschiede zwischen den untersuchten geometrischen Varianten feststellen. Eine Erklärung für die geringen Schwankungen ist eine mit 1 Hz zu gering gewählte Abtastfrequenz, so dass die auftretenden Schwankungen nicht erfasst werden konnten. LINTON (2013, S. 239) misst bei einer Abtastfrequenz von 64 Hz Drehzahlschwankungen von bis $\pm 28\%$ um den Mittelwert und beschreibt diese als enorme Herausforderungen für die Auslegung der nachfolgenden Komponenten (z. B. Getriebe). Weil LINTON nur drei Drehzahlen bei nur einer Maschinenkonfiguration untersuchte, ist eine abschließende Beurteilung der auftretenden Schwankungen nicht möglich.

Pilotanlagen

Ergebnisse: Mit den im Rahmen des Projektes HYLOW gebauten Pilotanlagen in Bulgarien und Deutschland konnten erste Erfahrungen im Betrieb einer WDM unter realen Bedingungen gesammelt werden.

Diskussion: Weil insbesondere die eingesetzte Messtechnik nicht an die Möglichkeiten unter Laborbedingungen herankommt, haben die Ergebnisse bezüglich Leistung und Wirkungsgrad nur orientierenden Charakter. Wichtigste Erkenntnis aus dem Betrieb der beiden Anlagen ist, dass die zur Stromproduktion erforderlichen Komponenten Getriebe, Generator und Wechselrichter präzise aufeinander abgestimmt werden müssen. Für einen sicheren und dauerhaften Betrieb ist zudem eine gesamtheitliche Steuerung der Anlage notwendig.

Patente

Ergebnisse: In Zusammenhang mit der WDM sind zahlreiche Patente angemeldet worden. Erteilt wurde nach Wissen des Autors bisher nur das Patent mit der Veröffentlichungsnummer AT000000404973B, welches sich auf die Republik Österreich beschränkt.

Diskussion: Die Patentanmeldungen von BRINNICH sind aufgrund weiterer Publikationen gut dokumentiert. Für eine Beurteilung der Funktionsweise bzw. Wirksamkeit fehlen indes belastbare Versuchsergebnisse.

Die Patentanmeldungen der Firma KBA-Mödling GmbH umfassen vorwiegend ingenieurtechnische Lösungen zu Problemen, welche wahrscheinlich im Probetrieb der Pilotanlage Pfaffstätten aufgetreten sind. Da bisher keine Messergebnisse zu den beschriebenen Anlagen publiziert wurden, kann die Wirksamkeit einzelner Maßnahmen und der Effekt auf die Gesamtanlage nicht beurteilt werden.

Die Anmeldung von LINTON ist aufgrund der neben der Patentschrift vorliegenden Veröffentlichung gut dokumentiert, so dass die genannten Vorteile weitestgehend nachvollziehbar sind.

Tabelle 2: Zusammenfassung der zur Wasserdruckmaschine angemeldeten Patente

Jahr	Veröffentlichungsnr.	Beschreibung
1997	AT000000404973B	Patent für Österreich erteilt: SDM mit Nabe, Schaufeln, Scheiben beidseitig; Schräge Schaufeln; <i>Schwimmerklappen</i> in den Schaufeln.
2005	WO002007065178A1	Weltweite Patentanmeldung: SDM mit Nabe, Schaufeln, Scheibe einseitig; Übersetzung über Außenumfang der Leitscheibe; Stufenloses Regelgetriebe zur Pegelsteuerung.
2005	AT000000501575A1	Wie WO002007065178A1 in Österreich angemeldet mit Ergänzungen: Modulare Konstruktion; Gesamtanlage kann angehoben und abgesenkt werden; Verfahren zur Montage der Anlage.
2011	WO002012006646A3	Weltweite Patentanmeldung: System zum Heben und Senken des ganzen Rades und Regelung über den gemessenen Unterwasserstand mittels SPS.
2011	WO002012006647A2	Weltweite Patentanmeldung: Regelung der Anlagenleistung mit SPS und Frequenzumrichter zur Haltung eines konstanten Oberwasserstands.
2011	WO2012006648A1	Weltweite Patentanmeldung: Spezieller Lagerrahmen, in welchem das gesamte Rad (oder mehrere Räder neben einander) installiert wird, und als Ganzes angehoben und abgesenkt werden kann. Zahlreiche Konstruktionsdetails wie z. B. Kropfblech, Dichtungen etc.
2011	WO002012024704A1	Weltweite Patentanmeldung: Lastabnahme über mehrere seitlich am Rad angebrachte, einzeln zuschaltbare <i>Maschinen-Getriebe-Module</i> . Der Oberwasserstand kann durch Hinzuschalten einzelner Module konstant gehalten werden.
2011	WO002011135038A3	Weltweite Patentanmeldung: Flexible Schaufeln aus einer Kombination aus Stahl und Kunststoff. Die Schaufeln geben beim Ein- und Auftauchen nach; sie sollen den Widerstand verringern und den Wirkungsgrad erhöhen.

2.3 Theoretische Arbeiten / Entwickelte Theorien

Im Folgenden werden die bisher entwickelten Theorien zur allgemeinen Funktionsweise und zur Berechnung der Leistungsverluste der WDM im Detail vorgestellt. Die in diesem Unterkapitel gezeigten Grafiken zu theoretisch ermittelten Verlustleistungen verwenden die Geometrie der realisierten Modellanlage (siehe Kapitel 3.2.1, S. 48), um vergleichbare Größenordnungen darzustellen. Alle vorgestellten Zusammenhänge sind jedoch allgemeingültig und können grundsätzlich auf jede beliebige Radgeometrie übertragen werden.

Auf eine detaillierte Herleitung der in diesem Unterkapitel gezeigten Gleichungen wird verzichtet und auf die entsprechenden Quellen verwiesen.

2.3.1 Energiewandlung

Bei der Energiewandlung entstehen immer Verluste. Bei Wasserkraftwerken im Allgemeinen treten an vielen Stellen des Energiewandlungsprozesses Einzelverluste auf. Bei einer detaillierten Betrachtung einer Gesamtanlage (vom Wasser bis zum elektrischen Strom) können somit viele Teilprozesse identifiziert werden und jeweils separaten Verlusten bzw. Wirkungsgraden zugeordnet werden. Das Aufteilen in Einzelverluste ist vorwiegend dazu da, einzelne Optimierungsfelder genauer zu identifizieren und gezielt bearbeiten zu können. Die folgende Auflistung gibt eine Übersicht einer möglichen Aufteilung in Gruppen- und Einzelverluste bei Wasserkraftwerken:

- Einlaufbauwerke
 - Rechen
 - Zuleitung / Zuführung
- Konverter (Turbine / Wasserrad etc.)
 - **Laufgrad**
 - * Volumetrischer Verlust (Spaltverluste)
 - * Fluid (Turbulenzen)
 - * Beschleunigung im Zu- und Ablauf
 - Mechanische Komponenten
 - * Lager
 - * Dichtungen
- Auslaufbauwerke
- Elektromechanische Komponenten
 - Getriebe (bei den meisten großen Anlagen nicht vorhanden)
 - Generator / Wechselrichter / Stromeinspeisung.

Diese Arbeit befasst sich ausschließlich mit den Vorgängen, die direkt in Zusammenhang mit dem Rad, also der WDM selbst, stehen. Dabei geht es um eine detaillierte Analyse der im *Laufgrad* auftretenden Verluste und nicht um die im Zusammenhang mit der Gesamtanlage bzw. Nebenanlagen auftretenden Verluste. Ziel ist es, durch exakte Kenntnis der auftretenden Einzelverluste innerhalb der WDM die Leistung und den Wirkungsgrad auf Basis weniger Größen theoretisch mit hinreichender Genauigkeit bestimmen zu können.

LINTON (2013), SCHNEIDER (2016) und SENIOR (2009) beschäftigten sich intensiv mit der Theorie zur WDM und entwickelten jeweils Ansätze zur theoretischen Bestimmung der Verlustanteile innerhalb des Energiewandlers. Die Autoren wählten jedoch einen nicht identischen Untersu-

Tabelle 3: Aufteilung und Benennung der Verlustanteile im Laufrad

LINTON, 2013	SCHNEIDER, 2016	SENIOR, 2009	diese Arbeit Kapitel Kürzel	
	Verluste Unterwasser		2.3.2	
Spaltverluste	Spaltverluste	Spaltverluste	2.3.3	$P_{V,S}$
Beschleunigung Einlauf	Beschleunigungsverluste	Beschleunigungsverluste	2.3.4	$P_{V,E}$
Turbulenzverluste	Schaufelwiderstand	Turbulenzverluste	2.3.5	$P_{V,T}$
Beschleunigung Auslauf	Verluste Abstrom		2.3.6	$P_{V,A}$
Verluste Zellenbelüftung			2.3.7	
	Verlust aus Reibung		2.3.7	

chungsrahmen. Beispielsweise berücksichtigt SCHNEIDER die auftretenden Lagerverluste, LINTON und SENIOR schließen diese aus der Betrachtung des Laufrades aus und ordnen sie, wie in der Auflistung oben, den mechanischen Verlusten zu.

Tabelle 3 fasst die gewählte Aufteilung der betrachteten Verlustanteile der drei Autoren zusammen. Pro Zeile wird ein Phänomen dargestellt, das von den Autoren zwar unterschiedlich bezeichnet wird, inhaltlich aber das Gleiche beschreibt. Weiter wird auf die entsprechenden Kapitel und die Abkürzungen, wie sie im Folgenden verwendet werden, hingewiesen. Bezüglich der Abgrenzung vom Laufrad zum Rest der Anlage orientiert sich die vorliegende Arbeit an der Auflistung oben und berücksichtigt somit keine Lagerverluste.

Die folgenden Abschnitte zeigen die unterschiedlichen Berechnungsmethoden zur Bestimmung der theoretisch maximal erzielbaren Leistung und der im Laufrad auftretenden Einzelverluste.

2.3.2 Theoretische Leistung

Ausgangslage für die Berechnung der zu erwartenden mechanischen Leistung ($P_{Me,Th}$) ist bei allen Ansätzen eine theoretisch maximal erzielbare Leistung ($P_{Max,Th}$) abzüglich der Summe aller auftretenden Einzelverluste ($P_{V,i}$).

$$P_{Me,Th} = P_{Max,Th} - \sum_{i=1}^N P_{V,i} \quad (1)$$

Die maximal erzielbare Leistung ($P_{Max,Th}$) ist die Leistung, die laut Theorie ohne jegliche Verluste erreicht werden kann. Sie ist nicht identisch mit der im Wasser enthaltenen hydraulischen Leistung (P_{Hy}) (weiter dazu siehe Kapitel 3.2.4, S. 59 und Gleichung 19), sondern geringfügig kleiner. Grund hierfür ist, dass zur Berechnung der theoretischen Leistung nur die Drehzahl des Rades einfließt, der real erforderliche Durchfluss aufgrund von Geometrie und Spaltverlusten hingegen geringfügig größer ist.

Ausgangslage aller Autoren zur Berechnung der maximal erzielbaren Leistung ist die Annahme, dass bei der WDM die hydrostatischen Druckkräfte für die Energiewandlung maßgeblich sind. Die hydrostatischen Druckkräfte des Ober- und Unterwassers werden hierbei, wie in Ab-

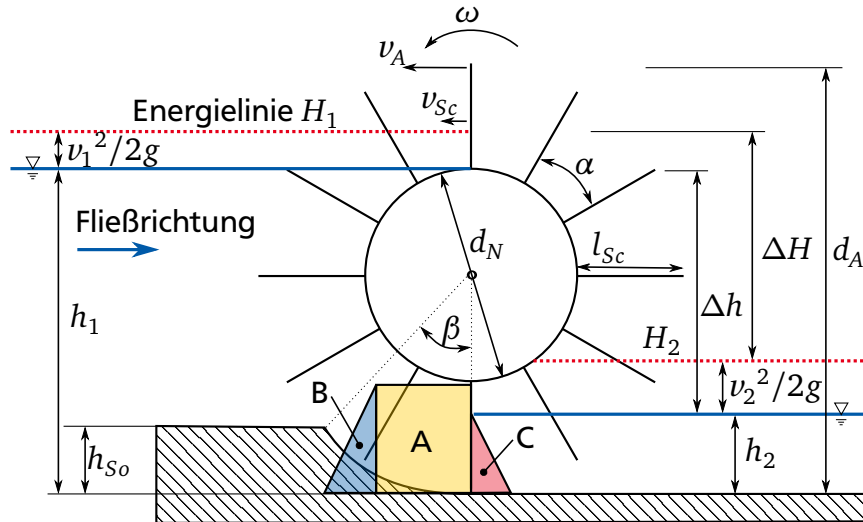


Abbildung 8: Schematische Darstellung der WDM mit wichtigen Symbolen und Bezeichnungen

bildung 8 als Flächen A, B und C dargestellt, auf eine vertikale Schaufel projiziert. Hieraus entwickelten SENIOR und LINTON unterschiedliche maximal erreichbare Leistungen.

Senior

SENIOR betrachtet den hydrostatischen Druckunterschied zwischen Ober- und Unterwasser auf eine Schaufel am unteren Totpunkt der Maschine. Hierbei werden die anstehenden Druckkräfte auf eine vertikale Fläche (Schaufellänge (l_{Sc}) \times Radbreite (B_{Rad})) aufsummiert und mit der Geschwindigkeit im Unterwasser (v_2) bzw. der Tangentialgeschwindigkeit im Schaufelmittelpunkt (v_{Sc}) multipliziert (SENIOR, 2009, S. 87 ff.).

$$P_{Max,Th,1} = \left(h_1 - \frac{l_{Sc} + h_2}{2} \right) \varrho g l_{Sc} B_{Rad} v_{Sc} \quad (2)$$

SENIOR geht in seiner Theorie davon aus, dass die Gerinnebreite Ober- und Unterstrom der Radbreite entsprechen ($B_{Ge,1} = B_{Ge,2} = B_{Rad}$) und es keinen Höhenversatz der Sohle ($h_{So} = 0$) gibt. Deshalb berechnen sich die Geschwindigkeiten v_1 und v_2 auf Basis der Winkelgeschwindigkeit (ω) nach SENIOR (2009, S. 89) wie folgt:

$$v_{Sc} = \omega \frac{d_N + l_{Sc}}{2} \quad v_1 = \frac{v_2 h_2}{h_1} \quad v_2 = v_{Sc} \quad (3)$$

Damit Gleichung 2 auch für Anlagen mit unterschiedlichen Gerinnebreiten und dem üblichen Höhenversatz der Sohle Oberstrom Gültigkeit erlangt, wird folgende Ergänzung zur Berechnung der Geschwindigkeitsterme angesetzt:

$$v_{Sc} = \omega \frac{d_N + l_{Sc}}{2} \quad v_1 = \frac{v_{Sc} l_{Sc} B_{Rad}}{(h_1 - h_{So}) B_{Ge,1}} \quad v_2 = \frac{v_{Sc} l_{Sc} B_{Rad}}{h_2 B_{Ge,2}} \quad (4)$$

Der Einfluss auf die Geschwindigkeitsterme durch die unterschiedliche Berechnung von Gleichung 3 und 4 ist bei üblichen geometrischen Abmessungen jedoch marginal.

SCHNEIDER übernimmt den Ansatz von SENIOR weitestgehend, geht jedoch bei der Berechnung grundsätzlich von einem Unterwasserstand an der NUK aus. Ein tieferer Wasserstand ($h_2 < l_{Sc}$) wird als separater Verlustanteil berücksichtigt (SCHNEIDER, 2016, S. 53 f.). Bei Verwendung von Gleichung 2 ist der von SCHNEIDER beschriebene *Verlust aus Unterwasserstand* (siehe Tabelle 3 auf Seite 30) bereits in gleichem Maße berücksichtigt; beide Varianten führen zum gleichen Ergebnis.

Linton

LINTON verfolgt einen ähnlichen Ansatz wie SCHNEIDER und SENIOR, nämlich, dass die hydrostatischen Druckkräfte maßgebend sind. Er summiert die Kräfte jedoch nicht an der projizierten vertikalen Fläche auf, sondern bildet für jede Teilfläche A, B und C in Abbildung 8 auf der vorherigen Seite das resultierende Moment um die Drehachse des Rades. Durch das Aufsummieren der Momente und Multiplikation mit der Drehzahl bzw. Rotationsgeschwindigkeit wird die resultierende maximale Leistung berechnet (LINTON, 2013, S. 138 ff.):

$$P_{Max,Th,2} = \omega \left(\underbrace{\underbrace{\rho g (h_1 - \Delta h_1 - l_{Sc})}_{\text{Kraft}} \underbrace{l_{Sc} B_{Rad}}_{\text{Hebelarm}}}_{\text{Drehmoment aus Fläche A in Abb. 8}} \underbrace{\frac{d_A - l_{Sc}}{2}}_{\text{Hebelarm}} + \underbrace{\underbrace{\frac{\rho g}{2} B_{Rad}}_{\text{Kraft}} \underbrace{l_{Sc}^2 \left(\frac{d_N}{2} + \frac{2 l_{Sc}}{3} \right)}_{\text{Hebelarm}}}_{\text{Drehmoment aus Fläche B in Abb. 8}} \right) - \omega \left(\underbrace{\underbrace{\rho g \frac{h_2^2}{2} B_{Rad}}_{\text{Kraft}} \underbrace{\left(\frac{d_N}{2} + l_{Sc} - \frac{1}{3} h_2 \right)}_{\text{Hebelarm}}}_{\text{Drehmoment aus Fläche C in Abb. 8}} \right) \quad (5)$$

mit

$$\Delta h_1 = \frac{v_{Sc}^2 - v_1^2}{2 g} \quad (6)$$

Die in Term Δh_1 enthaltene Fließgeschwindigkeit Oberstrom (v_1) wird wie bei SENIOR nach Gleichung 4 berechnet.

Diskussion

Beim Vergleich der beiden theoretischen Ansätze in Abbildung 9a auf der nächsten Seite wird deutlich, dass die maximal erreichbare Leistung nach LINTON geringer ist als nach SCHNEIDER und SENIOR. LINTON berücksichtigt die geometrischen Gegebenheiten, insbesondere die Tatsache, dass es sich um ein kreisrundes Rad mit einem endlichen Außendurchmesser handelt. SENIOR und SCHNEIDER abstrahieren stärker und betrachten ein unendlich großes Rad ($d_A = \infty$) mit einer Schaufel als rein horizontal bewegte Fläche.

2.3.3 Spaltverluste

Unter Spaltverlusten wird der Volumenstrom ($Q_{V,S}$) verstanden, welcher von Ober- nach Unterstrom gelangt, ohne auf die Schaufel zu wirken und somit keine Arbeit am Rad verrichtet. Das Wasser entweicht zwischen den bewegten Maschinenteilen (Rad) und den fest installierten

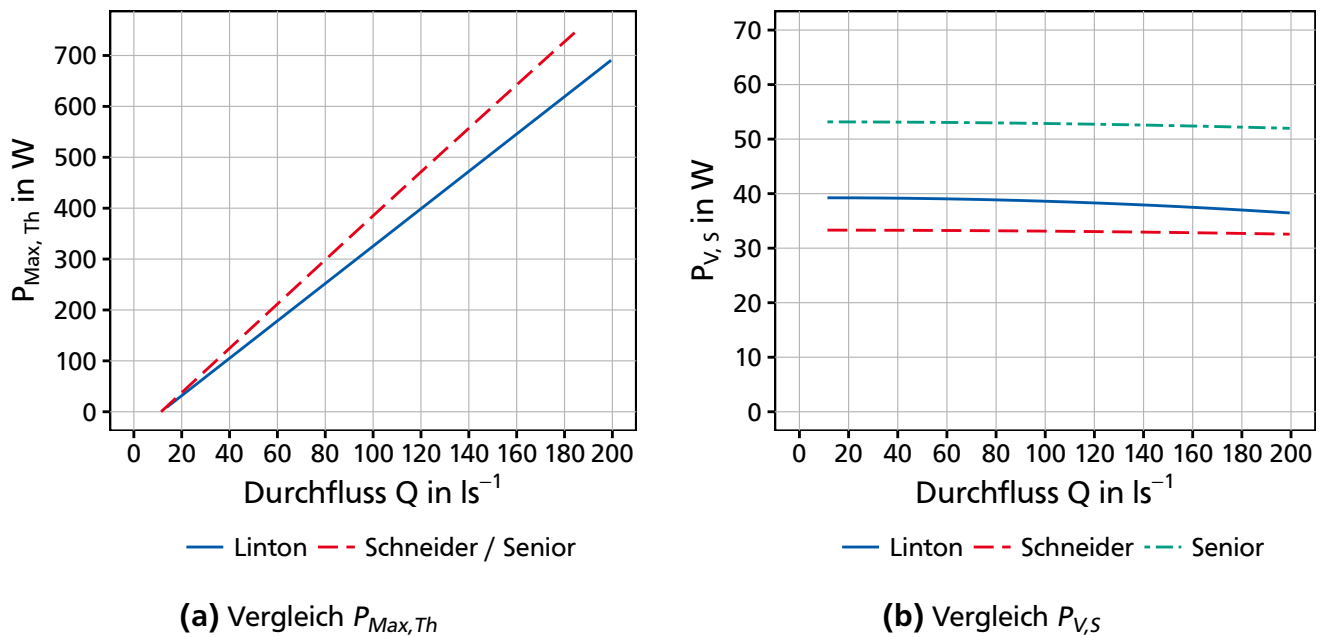


Abbildung 9: Vergleich maximale theoretische Leistung $P_{Max,Th}$ und Spaltverluste $P_{V,S}$

Anlagenteilen (Umgebung) ohne direkte Wirkung auf das Rad bzw. die Schaufel. Erst wenn der Gesamtdurchfluss die Spaltverluste übersteigt ($Q > Q_{V,S}$), dreht sich das Rad.

Bei der WDM sind bei den Verlusten, die innerhalb des Energiewandlers auftreten, die Spaltverluste von maßgeblicher Bedeutung (LINTON, 2013, S. 57). Die Verluste liegen je nach Quelle zwischen 2 % (BRINNICH, 2001, S. 74) und 12 % (MÜLLER et al., 2012, S. 34) des Gesamtdurchflusses.

Zum Vergleich verschiedener Modelle und Varianten werden in zahlreichen Publikationen die berechneten Spaltverluste vom tatsächlich gemessenen Gesamtdurchfluss abgezogen und die Leistungskennwerte (Leistung und Wirkungsgrad) aus diesem reduzierten Durchfluss bestimmt (LINTON, 2013, 56. f. SCHNEIDER, 2016, S. 82; SENIOR, 2009, S. 149). Werden die tatsächlichen Spaltverluste hierbei zu hoch angesetzt, steigt auch der ermittelte Wirkungsgrad über den tatsächlich vorhandenen Wirkungsgrad hinaus.

Weil die Spaltverluste teilweise sehr hoch sind und einen großen Einfluss auf die berechneten Leistungskennwerte haben, wird im Folgenden genauer auf diese Verlustart eingegangen und die bisher erarbeiteten theoretischen Berechnungsmethoden vorgestellt. SENIOR und SCHNEIDER entwickelten einen theoretischen Ansatz zur Bestimmung der Spaltverluste, während LINTON einen experimentellen Ansatz verfolgte.

Senior / Schneider

Zur theoretischen Berechnung des Spaltverlustes wird der Volumenstrom ($Q_{V,S}$) über den am Spalt herrschenden Druck (bzw. die Fließgeschwindigkeit durch Druckunterschied) und die Fläche des Spaltes (Spaltbreite und Schaufelbreite bzw. -länge) berechnet. Der Term wird um einen empirisch ermittelten Ausflussbeiwert (μ) ergänzt. Der Spaltverlust ($Q_{V,S}$) kann somit als Produkt aus der Fließgeschwindigkeit im Spalt, der Fläche des Spaltes und dem Ausflussbeiwert beschrieben werden. Zur einfacheren Berechnung werden die an der Schaufel umlaufenden Spalte in drei verschiedene Zonen aufgeteilt (siehe Abbildung 10 auf der nächsten Seite):

- $Q_{V,S1}$ Spaltverlust zwischen Schaufelkante und Bodensegment (Kropf) mit Spaltmaß am Boden (s_{un}), Schaufelbreite (B_{Sc}) – als Schaufelbreite wird die Länge der Schaufelkante eingesetzt, die bei beispielsweise diagonaler Anordnung nicht der Radbreite (B_{Rad}) entspricht – und Ausflusskoeffizient μ_{un} ;
- $Q_{V,S2}$ Spaltverlust zwischen Schaufelkante und Seitenteil unterhalb Unterwasserstand (h_2) mit seitlichem Spaltmaß (s_{se}) und Ausflusskoeffizient μ_{se} ;
- $Q_{V,S3}$ Spaltverlust zwischen Schaufelkante und Seitenteil oberhalb Unterwasserstand (h_2) mit seitlichem Spaltmaß (s_{se}) und Ausflusskoeffizient μ_{se} .

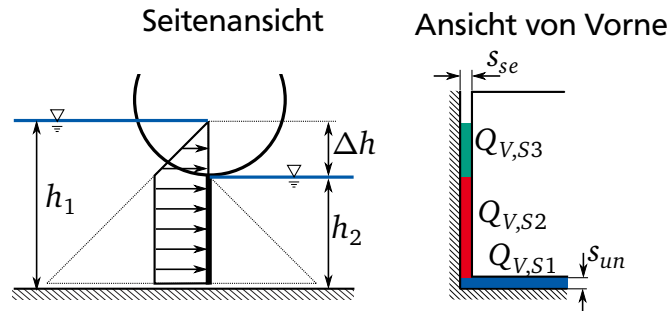


Abbildung 10: Aufteilung der Spaltverluste nach SENIOR (2009, S. 122)

Der Spaltverlust zwischen Schaufelspitze und Bodensegment wird als Ausfluss aus einer kleinen (Boden-)Öffnung (z. B. Ausfluss unter einem Schütz) nach BOLLRICH (2000, S. 368) betrachtet:

$$Q_{V,S1} = \sqrt{2g\Delta h} s_{un} B_{Sc} \mu_{un} \quad (7)$$

Der seitliche Spalt unterhalb h_2 wird als Ausfluss aus einer Seitenöffnung mit vollständigem Rückstau nach SIGLOCH (2014, S. 174) betrachtet:

$$Q_{V,S2} = \sqrt{2g\Delta h} s_{se} h_2 \mu_{se} \quad (8)$$

Der seitliche Spalt oberhalb h_2 wird als freier Ausfluss aus einer Seitenöffnung nach BOLLRICH (2000, S. 377) betrachtet:

$$Q_{V,S3} = \frac{2}{3} \sqrt{2g} \Delta h^{3/2} s_{se} \mu_{se} \quad (9)$$

Die gesamten Spaltverluste ergeben sich als Summe der Einzelverluste aus den Gleichungen 7–9:

$$Q_{V,S} = Q_{V,S1} + 2 (Q_{V,S2} + Q_{V,S3}) \quad (10)$$

Dieser Ansatz zur Berechnung der Spaltverluste hat sich bei mittelschlächtigen Wasserrädern etabliert (MÜLLER, 1929, S. 12; NUERNBERGK, 2005, S. 67–71). Der gleiche Ansatz wird auch zur Berechnung der Spaltverluste an der WDM verwendet (SCHNEIDER, 2016, S. 57–59; SENIOR, 2009, S. 123). Einziger Unterschied ist, dass bei Wasserrädern aufgrund der Vielzahl in Eingriff befindlicher Schaufeln für jede Schaufel $Q_{V,S}$ einzeln berechnet wird. Dabei wird nur die Wasserstandsdifferenz (Δh) zwischen zwei benachbarten Zellen berücksichtigt. Anschließend werden die Werte aller Schaufeln summiert (NUERNBERGK, 2005, S. 52). SCHNEIDER und SENIOR

berücksichtigen bei der WDM nur eine einzelne Schaufel, da sich zu jedem Zeitpunkt nur eine Schaufel im Eingriff befindet. Somit gilt hier $\Delta h = h_1 - h_2$.

Bezüglich der anzuwendenden Ausflusskoeffizienten (μ_{un} und μ_{se}) schwanken die Angaben je nach Autor. MÜLLER (1929, S. 12) nennt bei den Wasserrädern einen Koeffizienten von pauschal 0,8. NUERNBERGK (2005, S. 69) hingegen gibt den Wert abhängig von der Form der Schaufelspitze mit 0,55 bis 0,96 an. Bei der WDM bezieht sich SCHNEIDER (2016, S. 58) bei dieser Frage auf SIGLOCH (2014, S. 173), der den Wert mit 0,6 bis 0,62 angibt. SENIOR (2009, S. 123) verzichtet ganz auf einen Ausflusskoeffizienten, was einem Koeffizienten von $\mu_{un} = \mu_{se} = 1$ entspricht.

Die Wahl der Koeffizienten (μ_{un} , μ_{se}) hat dabei großen Einfluss auf die theoretisch ermittelten Spaltverluste. Diese beeinflussen das Ergebnis weit maßgeblicher als eine geringfügige Änderung der Spaltweite (s_{un} , s_{se}) oder der Fallhöhe. Weil die Angaben der verschiedenen Autoren für die WDM zwischen 0,6 und 1,0 liegen, ist für einen konkreten Fall unklar, welcher Wert zu verwenden ist.

Die Gleichungen 7–9 zur Berechnung der Spaltverluste basieren auf den Grundlagen der Hydromechanik. Sie alle behandeln die Durchströmung kleiner Öffnungen (mit und ohne Druckänderung sowie mit und ohne Rückstau). Die Ansätze berücksichtigen bei einem Wasserrad oder der WDM ein **stillstehendes Rad** und eine **einzelne Schaufel**. Eine Überprüfung der entwickelten Theorie zu den Spaltverlusten konnte von SENIOR und LINTON nur am stillstehenden Rad durchgeführt werden. Der Vergleich zwischen Messung und Theorie ergab hierbei eine gute Übereinstimmung (LINTON, 2013, S. 183; SENIOR, 2009, S. 123).

Nach Wissen des Autors wurden experimentelle Untersuchungen bisher weder bei Wasserrädern noch bei der WDM durchgeführt, um die formulierten theoretischen Ansätze an einem drehenden Rad zu untersuchen. Weiter bleibt unklar, welcher Abflusskoeffizient bei der Planung einer konkreten Anlage anzuwenden ist, um ein möglichst genaues Ergebnis der Spaltverluste zu erhalten. Die Ergebnisse dieser Arbeit in Kapitel 4.3.2 (S. 104) liefern Hinweise darauf, dass die anzuwendenden Abflusskoeffizienten geringer sind als bisher angenommen.

Linton

Zur Bestimmung des Spaltverlustes verzichtet LINTON in seinen Ausführungen auf eine theoretische Berechnung der Spaltverluste und wählt einen experimentellen Ansatz. Der Spaltverlust wird am stillstehenden Rad gemessen ($Q_{V,S0}$) und soll über folgenden Ansatz Gültigkeit für den gesamten Abflussbereich der Anlage erhalten (LINTON, 2013, S. 56; SENIOR et al., 2010, S. 709):

$$Q_{V,S} = \left(1 - \frac{\Delta h}{\Delta H}\right) Q_{V,S0} \quad (11)$$

Der Spaltverlust ist dabei nicht über das gesamte Abflussspektrum konstant, sondern nimmt mit zunehmender Drehzahl ab (LINTON, 2013, S. 56). Zur Bestimmung der Spaltverluste ist bei dieser Variante für jede Anlage bzw. Variante eine eigene Messung bei Stillstand notwendig. Ob die Spaltverluste bei drehendem Rad im beschriebenen Umfang geringer werden, ist unklar und konnte bisher nicht durch ein Experiment nachgewiesen werden.

Theoretische Berechnung der Verlustleistung

Der Einfluss der Spaltverluste auf die Leistung bzw. die Verlustleistung durch Spaltverluste ($P_{V,S}$) wird von NUERNBERGK für Wasserräder und von SCHNEIDER für die WDM gleichermaßen in Abhängigkeit der ermittelten Durchflussverluste ($Q_{V,S}$) wie folgt beschrieben:

$$P_{V,S} = \varrho \, g \, \Delta H \, Q_{V,S} \quad (12)$$

Dieser Zusammenhang ist analog zur Berechnung der hydraulischen Leistung (Definition siehe Kapitel 3.2.4, S. 59 und Gleichung 19). Die Verlustleistung durch den Spaltverlust ist somit über den gesamten Durchflussbereich der Anlage nahezu konstant.

Diskussion

Die verwendeten Ansätze zur theoretischen Bestimmung der Spaltverluste sind vergleichsweise einfach und berücksichtigen ein Rad bei Stillstand. Erste Ansätze zur Berücksichtigung der Drehbewegung wurden von LINTON unternommen, konnten bisher jedoch nicht durch Versuchsergebnisse bestätigt werden. Abbildung 9b auf Seite 33 zeigt einen Vergleich der einzelnen Ansätze. Es wird deutlich, dass alle Ansätze für den relevanten Durchflussbereich nahezu konstante Ergebnisse liefern. Für die Darstellung nach LINTON wurde der Spaltverlust bei stillstehendem Rad ($Q_{V,S0}$) abgeschätzt und die resultierende Verlustleistung mit Gleichung 11 und 12 berechnet. Erst wenn die auftretenden Spaltverluste überwunden sind, dreht sich das Rad und gibt Leistung an der Welle ab. Im gezeigten Beispiel in Abbildung 9b dreht sich das Rad erst ab einem Durchfluss von $11,4 \text{ l s}^{-1}$.

2.3.4 Einlaufverluste

Als Einlaufverluste werden die Verluste beschrieben, die durch Geschwindigkeitsänderung im Einlaufbereich des Rades entstehen. Hierbei wird das Wasser von der Geschwindigkeit im Einlaufbereich (v_1) auf die Geschwindigkeit der Schaufel (v_{Sc}) beschleunigt. LINTON und SENIOR erarbeiteten jeweils Ansätze zur Berechnung der hieraus resultierenden Verlustleistung ($P_{V,E}$).

Senior

Zur Berechnung der Verluste im Einlauf wählt SENIOR den Ansatz der Impulserhaltung bzw. der aus der Geschwindigkeitsänderung von v_1 zu v_2 entstehenden Differenz (SENIOR, 2009, S. 89):

$$P_{V,E,1} = \varrho \, v_1 \, h_1 \, B_{Rad} \, (v_2 - v_1) \, v_2 \quad (13)$$

SENIOR– geht wie bei der maximalen Leistung – davon aus, dass die Geschwindigkeit im Unterwasser v_2 der mittleren Tangentialgeschwindigkeit des Schaufelmittelpunktes (v_{Sc}) entspricht und somit $v_2 = v_{Sc}$ gilt. SCHNEIDER folgt diesem Ansatz.

Linton

LINTON wählt einen ähnlichen Ansatz (Kräftegleichgewicht / Impulserhaltung), berücksichtigt jedoch deutlich mehr Details der Geometrie der Anlage. Hierbei werden beispielsweise das unterschiedliche Verhältnis der Breiten von Gerinne Ober- und Unterstrom ($B_{Ge\,1}$, $B_{Ge\,2}$) zur Breite des Rades (B_{Rad}) und die Schaufellänge (l_{Sc}) einbezogen und die wirkenden Kräfte entspre-

chend aufgeteilt. Auf die Darstellung und Herleitung der aufwendigen Ergebnisgleichung wird an dieser Stelle verzichtet und auf LINTON (2013, S. 143 ff.) verwiesen.

Diskussion

Zur Berechnung der Einlaufverluste gibt es zwei unterschiedliche Ansätze, die zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Abbildung 11a zeigt den Unterschied zwischen den beiden Ansätzen. Beide Varianten ergeben mit zunehmendem Durchfluss exponentiell ansteigende Verlustleistungen. Die Berechnungsvariante nach LINTON ergibt bei gleicher Radgeometrie im Vergleich zu SENIOR um ca. 45 % höhere Einlaufverluste.

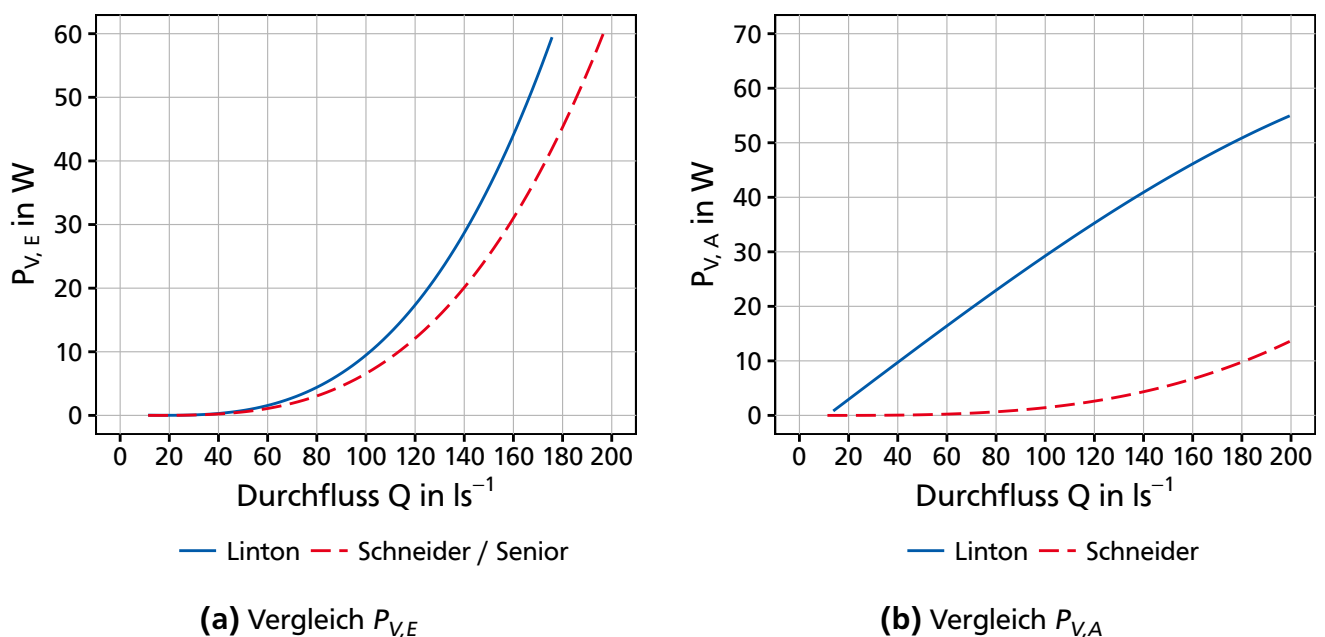


Abbildung 11: Vergleich Einlaufverluste $P_{V,E}$ und Auslaufverluste $P_{V,A}$

2.3.5 Turbulenzverluste

Als Turbulenzverluste ($P_{V,T}$) werden in der Folge Energieverluste bezeichnet, die mit dem Durchqueren der Schaufel durch den Wasserkörper und den dadurch entstehenden Turbulenzen verursacht werden. Die beim Eintauchen der Schaufel ins Wasser und der Bewegung durch den Wasserkörper entstehenden Turbulenzen sind hochkomplex und können mit den gängigen Methoden z. B. aus der Rohrhydraulik nicht beschrieben werden. Für eine analytische Lösung fehlen Erfahrungen zur Bestimmung der erforderlichen Koeffizienten. Sie können nicht mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden. Aus diesem Grund wählen LINTON und SENIOR jeweils einen Ansatz über einen empirisch ermittelten Verlustkoeffizienten. Der Verlustkoeffizient muss dabei für jedes Modell bzw. jede Anlage separat bestimmt werden.

Senior

SENIOR (2009, S. 127) beschreibt den Turbulenzverlust bei der WDM als abhängig von der Geschwindigkeit des Schaufelmittelpunktes v_{Sc} und eines empirisch ermittelten Koeffizienten c_D .

$$P_{V,T,1} = v_{Sc}^3 c_{D,1} \quad (14)$$

Linton

LINTON (2013, S. 142) erweitert den Ansatz um geometrische Daten der Anlage. Damit soll die folgende Gleichung für Anlagen unterschiedlicher Größe Gültigkeit erhalten.

$$P_{V,T,2} = \frac{\varrho}{2} l_{Sc} B_{Rad} v_{Sc}^3 c_{D,2} \quad (15)$$

SCHNEIDER übernimmt den Ansatz von LINTON und bezeichnet ihn als *Verluste aus Schaufelwiderstand*. Anstelle der mittleren Schaufelgeschwindigkeit (v_{Sc}) verwendet SCHNEIDER die Tangentialgeschwindigkeit an der Schaufelspitze (v_A). Die Turbulenzverluste sind nach SCHNEIDER somit, bei Verwendung des gleichen Koeffizienten, bei höheren Abflüssen deutlich größer.

Diskussion

Bezüglich der Turbulenzverluste arbeiten alle Autoren mit einem empirisch ermittelten Koeffizienten, der für jede Anlage experimentell bestimmt werden muss. Ohne Versuche ist eine Abschätzung der Koeffizienten nach heutigem Kenntnisstand nicht möglich. Der Koeffizient ist sowohl von geometrischen Faktoren wie Zulaufgerinne, Schaufelanzahl etc., als auch vom Wasserstand Ober- und Unterstrom maßgeblich abhängig (SCHNEIDER, 2016, S. 95). Die ermittelten Werte für c_D liegen bei SCHNEIDER (2016, S. 87, S. 94) zwischen 0,37 und 8 und bei LINTON (2013, S.153 ff.) zwischen 1,4 und 2,9. SENIOR (2009, S. 127) gibt den Wert für sein Modell mit 48 an. Dabei ist zu beachten, dass der von SENIOR ermittelte Koeffizient ($c_{D,1}$), im Gegensatz zu den von LINTON und SCHNEIDER ermittelten Koeffizienten ($c_{D,2}$), mit einer Einheit behaftet ist (kg m^{-1}). Eine systematische Bestimmung der Koeffizienten für alle untersuchten Varianten wurde aufgrund der mangelnden Datendichte von keinem der Autoren durchgeführt.

2.3.6 Auslaufverluste

Analog zu den Verlusten im Einlauf (siehe Kapitel 2.3.4, S. 36) entstehen auch Verluste im Auslauf ($P_{V,A}$) der Anlage durch den Übergang des Wassers vom Rad zum Unterwasser.

Linton

LINTON (2013, S. 144 ff.) beschreibt die Auslaufverluste ($P_{V,A}$) der Anlage analog zu den Einlaufverlusten (Kräftegleichgewicht / Impulserhaltung). Auf die Darstellung und Herleitung der aufwendigen Ergebnisgleichung wird an dieser Stelle verzichtet und auf die genannte Quelle verwiesen.

Schneider

SCHNEIDER beschreibt die Verlustleistung im Abstrom als die kinetische Energie, die im Unterwasser verbleibt und nicht von der Maschine genutzt werden kann (SCHNEIDER, 2016, S. 60):

$$P_{V,A,2} = \frac{1}{2} \varrho h_2 B_{Rad} v_2^3 \quad (16)$$

Diskussion

Abbildung 11b auf Seite 37 zeigt den Unterschied der beiden Ansätze. Die Verlustleistung nimmt nach SCHNEIDER mit steigendem Durchfluss exponentiell zu, bleibt im relevanten Bereich bis 180 l s^{-1} jedoch unter 10 W. Die Verlustleistung nach LINTON nimmt hingegen beinahe linear mit dem Durchfluss zu und erreicht im relevanten Bereich ca. 50 W. Im Vergleich zu den anderen Verlustarten ergeben sich hier die größten Unterschiede zwischen den Autoren LINTON und SCHNEIDER.

2.3.7 Weitere Verlustanteile und Drehzahl-Durchfluss Beziehung

Weitere Verlustanteile

LINTON und SCHNEIDER identifizierten und quantifizierten zusätzlich zu den genannten einige weitere Verlustanteile beim Energiewandlungsprozess (siehe Tabelle 3 auf Seite 30).

Der bei SCHNEIDER beschriebene *Verlust durch Unterwasserstand* ist, wie beschrieben, in Gleichung 2 berücksichtigt und wird deshalb nicht separat behandelt (siehe Details in Kapitel 2.3.2, S. 30). Die beschriebenen Lagerverluste werden nicht berücksichtigt, weil sie hier zu den mechanischen Verlusten gezählt werden. Die beschriebenen Verluste aus *Reibung* und *Anhebung des Wassers* sind bei genauerer Betrachtung mit Verlustleistungen $\leq 2 \text{ W}$ vernachlässigbar klein. Sie tragen nur einen marginalen Anteil zu den Gesamtverlusten bei und werden deshalb nicht weiter betrachtet.

Bei ausreichender Belüftung der Schaufelzwischenräume beim Entleeren der Zellen können auch die von LINTON beschriebenen *Verluste durch mangelnde Zellbelüftung* entfallen.

Drehzahl-Durchfluss Beziehung

Die Drehzahl-Durchfluss Beziehung einer WDM folgt im Gegensatz zu unter- und mittelschlächtigen Wasserrädern einem linearen Zusammenhang. Die Steigung der Drehzahl-Durchfluss Beziehung kann auf Basis der Geometrie des Rades analytisch bestimmt werden (SCHNEIDER, 2016, S. 59). Dies ist möglich, weil die einzelnen Zellen beim Durchgang durch das Bodensegment (Kropf) einerseits geschlossen sind und andererseits als vollgefüllt angenommen werden (siehe Abbildung 1 auf Seite 5). Das Volumen zwischen den Schaufeln kann aus der Radgeometrie (d_A , d_N , B_{Rad}), der Anzahl Schaufeln (Z) und dem Schaufelvolumen (V_{Sc}) berechnet und der theoretisch nutzbare Durchfluss (Q_{Th}) auf Basis der Drehzahl (n) rechnerisch bestimmt werden. Der theoretisch nutzbare Durchfluss (ohne Spaltverluste) ist somit:

$$Q_{Th}(n) = \left(\frac{(d_A^2 - d_N^2) \pi}{4} B_{Rad} - Z \cdot V_{Sc} \right) n \quad (17)$$

2.3.8 Zusammenfassung und Diskussion Theoretische Arbeiten

Zur theoretischen Berechnung der zu erwartenden Leistung wurde, basierend auf der Theorie zu den Wasserrädern, von drei Autoren eine maximal mögliche Leistung definiert und eine unterschiedliche Anzahl Teilverluste in Abzug gebracht. Die Herangehensweise zur Bestimmung der Einzelverluste und der Detaillierungsgrad unterscheiden sich von Autor zu Autor. Trotz erheblicher Unterschiede konnten alle Autoren eine gute Übereinstimmung ihrer Messdaten mit ihrer jeweiligen Theorie feststellen (LINTON, 2013, S. 152 ff. SCHNEIDER, 2016, S. 95 ff. SENIOR, 2009, S. 152). Ursächlich hierfür ist besonders der bei allen Autoren beschriebene Turbulenzverlust ($P_{V,T}$) mit dem empirisch ermittelten Koeffizienten c_D . Um eine gute Übereinstimmung zwischen Theorie und realen Messwerten zu erreichen, wird der Koeffizient für die Turbulenzverluste so angepasst, dass sich diese Übereinstimmung zeigt. Mit diesem Vorgehen werden alle nicht detailliert berücksichtigten oder bestimmten Teilverluste innerhalb der Turbulenzverluste (unabsichtlich) zusammengefasst.

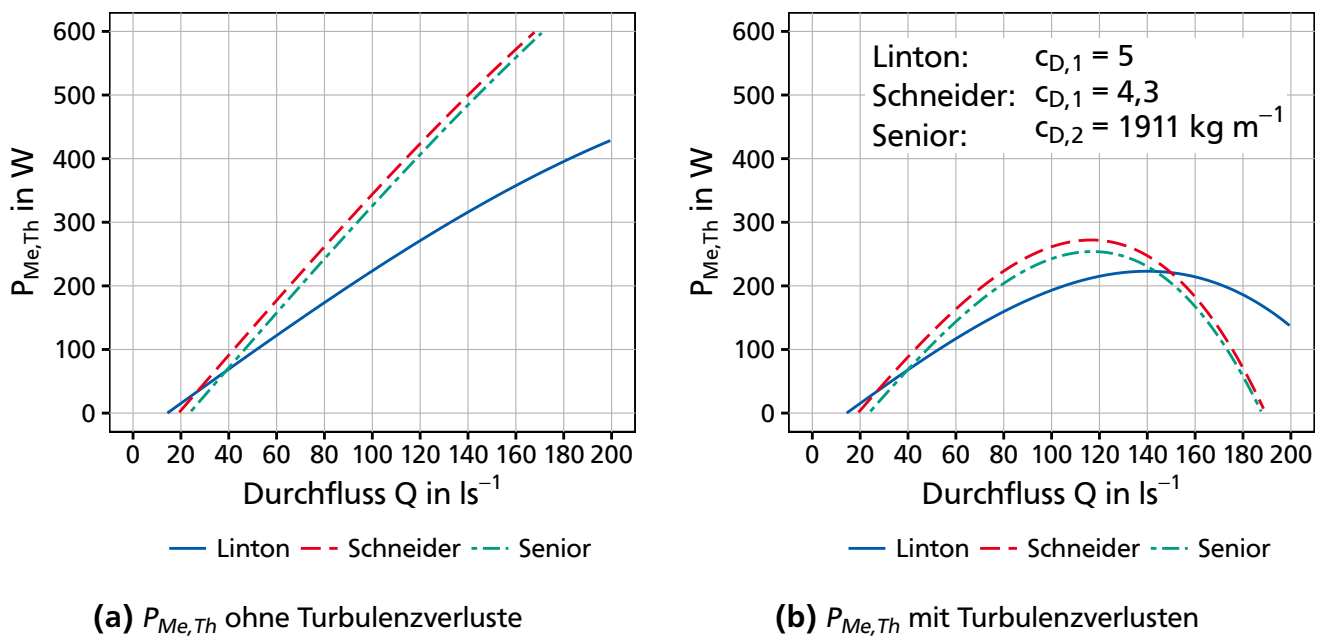


Abbildung 12: Vergleich theoretische mechanische Leistung $P_{Me,Th}$ mit und ohne Turbulenzverluste

Abbildung 12 verdeutlicht den Einfluss der Turbulenzverluste auf das Ergebnis der theoretisch ermittelten Leistungen ($P_{Me,Th}$). Abbildung 12a zeigt die theoretisch ermittelte Leistung **ohne** Turbulenzverluste ($P_{V,T}$). Abbildung 12b zeigt die theoretisch ermittelte Leistung **mit** Turbulenzverlusten. Die beiden Abbildungen lassen erkennen, dass die Wahl des Koeffizienten (c_D) zur Berechnung der Turbulenzverluste ($P_{V,T}$) das Endergebnis für die theoretische mechanische Leistung ($P_{Me,Th}$) signifikant beeinflusst.

Es wird weiter deutlich, dass sich die Ansätze von SCHNEIDER und SENIOR stark ähneln und sich nur bezüglich der Ausflusskoeffizienten (μ_{un} , μ_{se}) zur Berechnung der Spaltverluste und der Wahl der Geschwindigkeit zur Berechnung der Turbulenzverluste (v_{Sc} , v_A) geringfügig voneinander unterscheiden. Bei LINTON wird durch die Wahl eines alternativen Ansatzes zur Berechnung der Verluste in Abbildung 11 auf Seite 37 deutlich, dass die Teilverluste höher und die Turbulenzverluste somit insgesamt geringer ausfallen.

Um die Teilverluste für Spalt-, Ein- und Auslaufverluste genauer zu quantifizieren, wurden bisher keine expliziten Untersuchungen durchgeführt. Verglichen wurde bisher nur die Summe der Verluste bzw. die hieraus resultierende theoretische Leistung mit den Ergebnissen der Messungen an den Labormodellen. Es gibt somit keine gesicherten Erkenntnisse darüber, ob sich die theoretisch ermittelten Verlustanteile auch wie beschrieben aufteilen. Die Ergebnisse aus der Theorie deuten jedoch darauf hin, dass die Spaltverluste ($P_{V,S}$) einen maßgeblichen Anteil an den Gesamtverlusten haben und deshalb von entscheidender Bedeutung für die Optimierung der Gesamtanlage sind.

2.4 Zusammenfassung und Forschungsbedarf

2.4.1 Zusammenfassung

Die WDM ist ein Energiewandler zur Nutzung geringer Fallhöhen. Vom Anwendungsgebiet und der optischen Erscheinung ist sie den mittelschlächtigen Wasserrädern ähnlich. Im Vergleich zu Wasserrädern hat die WDM eine große Nabe zum Aufstauen des Oberwassers, dreht sich relativ langsam und hat deutlich weniger Schaufeln. Die WDM wird vorwiegend vom Druckunterschied zwischen Ober- und Unterwasser angetrieben, mittelschlächtige Wasserräder hingegen aus einer Mischung aus potenzieller und kinetischer Energie. Aufgrund der unterschiedlichen Funktionsweise und Konstruktion ist die WDM als eigenständige Technologie zu betrachten.

In den 1860er Jahren entwickelte Walter Zuppinger den ersten bekannten Entwurf einer WDM. Im Zuge der Industrialisierung geriet die Technologie in Vergessenheit und wurde erst in den 1990er Jahren von einem österreichischen Erfinder wiederentdeckt. Im Rahmen universitärer Forschung wurden in den letzten acht Jahren an drei europäischen Universitäten insgesamt fünf verschiedene Labormodelle mit Raddurchmessern zwischen 0,2 und 1,2 m untersucht und optimiert. Durch Variation von Durchmesser, Zu- und Ablaufgerinne, Schaufelform, Kropfform, Schaufelanzahl etc. wurden für die jeweilige Untersuchung optimale geometrische Verhältnisse gefunden.

Mit zwei Pilotanlagen konnten erste Erfahrungen im Betrieb einer WDM unter realen Bedingungen gesammelt werden. Ein dauerhafter Betrieb konnte bei beiden Anlagen nicht realisiert werden. Neben dieser universitären Forschung haben mehrere Erfinder die Technologie in Einzelbereichen weiterentwickelt und ihre Erfindungen zum Patent angemeldet. Insgesamt wurden acht Patente angemeldet; erteilt wurde bisher nur ein Patent, welches sich auf die Republik Österreich beschränkt.

Parallel zu den Modelluntersuchungen wurden auch die theoretischen Grundlagen zur Funktionsweise sowie eine Theorie zu den im Rad entstehenden Verlusten entwickelt. Die Gesamtverluste werden in Einzelverluste wie Ein- und Auslaufverluste, Spaltverluste etc. aufgeteilt, um die Verlustanteile detailliert untersuchen zu können. Hierbei wurden von LINTON (2013), SCHNEIDER (2016) und SENIOR (2009) jeweils unterschiedliche Ansätze zur Bestimmung der Einzelverluste erarbeitet. Die entwickelten Theorien zu den Einzelverlusten wurden bisher nicht durch Experimente bestätigt oder widerlegt.

Aus den bisherigen Untersuchungen an Labormodellen und Pilotanlagen und den entwickelten Theorien werden in der Folge erkannter Forschungsbedarf und die weiteren Ziele dieser Arbeit abgeleitet.

2.4.2 Forschungsbedarf

Aus den bisherigen Untersuchungen im Labor- und Vollmaßstab wurde eine Vielzahl Erkenntnisse zur optimalen Geometrie einer WDM gewonnen. Die durchgeführten Studien haben unterschiedliche Fokussierung und lassen sich aus mehreren Gründen nicht miteinander vergleichen. Alle Autoren publizierten jeweils Wirkungsgrade ihrer Anlagen. Trotz teilweise ähnlicher Anlagen weichen die genannten maximalen Wirkungsgrade erheblich voneinander ab (zwischen unter 60 bis über 80 %). Gründe hierfür sind insbesondere unterschiedliche Messmethoden und Berechnungsverfahren. Für eine Gesamtbeurteilung der Technologie und einen Vergleich mit

anderen Technologien sind normgerecht erfasste Messwerte und eine Bestimmung von Leistung und Wirkungsgrad nach standardisierten Berechnungsverfahren notwendig.

Erstes Ziel dieser Arbeit ist es deshalb, den Wirkungsgrad einer WDM nach einer einschlägigen Norm zu bestimmen. Hierzu werden eine auf der durchgeführten Literaturrecherche basierende, optimale Geometrie und passende Betriebsparameter ausgewählt. Ziel ist es, verlässliche und vergleichbare Daten für den maximalen Wirkungsgrad und die Leistung bei realistischen Betriebsbedingungen zu erhalten.

Zur Berechnung der theoretischen Leistung bzw. der Einzelverluste wurden unterschiedliche Ansätze von verschiedenen Autoren formuliert. Eine konkrete Überprüfung durch Experimente konnte bisher nur für die Gesamtverluste, nicht aber für die enthaltenen Einzelverluste durchgeführt werden. In allen publizierten theoretischen Berechnungen ist ein empirisch ermittelter Koeffizient für Turbulenzverluste enthalten, womit das Ergebnis der theoretischen Berechnung nahezu beliebig angepasst werden kann. Für keinen der beschriebenen Verlustanteile (Ein- und Auslauf, Spalt, Turbulenz) konnte der Einzelverlust am drehenden Rad gemessen oder anderweitig bestimmt werden. Genaue Kenntnisse der maßgeblichen Verlustanteile, insbesondere der Spaltverluste, sind für ein besseres Verständnis der Funktionsweise und die Prognose der zu erwartenden Leistung von großer Bedeutung.

Zweites Ziel ist es deshalb, eine Methode zu entwickeln, wie die Spaltverluste der WDM an einem drehenden Rad experimentell bestimmt werden können. Die bisherigen theoretischen Ansätze zur Bestimmung der Spaltverluste sollen mit den Messdaten überprüft und entsprechend angepasst werden. In diesem Zusammenhang soll geprüft werden, ob die erzielten Ergebnisse auch auf mittelschlächtige Wasserräder übertragen werden können.

Bezüglich der auftretenden Drehzahl- und Drehmomentschwankungen ergeben sich aus den bisherigen Studien widersprüchliche Aussagen. Zwei Studien beurteilen die Schwankungen, die während einer Drehbewegung auftreten, als sehr gering, eine als sehr groß. Für die Auslegung von nachfolgenden Komponenten der Energiewandlung (Getriebe, Generator, Wechselrichter etc.) sind genaue Kenntnisse zur Rotationsqualität und zum Betriebsverhalten des Rades von Bedeutung. Nur mit exakten Kenntnissen zur Qualität der Drehbewegung können diese Bauteile entsprechend konstruiert und dauerhaft betrieben werden.

Drittes Ziel dieser Arbeit ist es deshalb, die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen einer WDM bei unterschiedlichen Betriebszuständen systematisch zu erfassen und auszuwerten. Die maßgeblichen Indikatoren, die ggf. Schwankungen der Drehzahl und des Drehmomentes begünstigen, sollen identifiziert werden. Bei auftretenden Schwankungen sollen geeignete Maßnahmen zur Reduktion vorgeschlagen werden.

Zur optimalen Bauform des Rades und der unmittelbaren Umgebung gibt es umfangreiche Kenntnisse. Optimierungspotenzial gibt es insbesondere noch bei der Schaufelform. Das Auftreffen der bisher untersuchten Schaufeln auf der Wasseroberfläche verursacht starke Wellen im Oberwasser. Beim Durchgang der Schaufel durch den Wasserkörper werden zudem Turbulenzen verursacht. Hier könnten durch alternative Schaufelgeometrien Verbesserungen herbeigeführt werden. Neben der Schaufelform selbst haben erste Versuche mit Schaufelaufsätzen aus Gummi gute Ergebnisse bezüglich der Spaltverluste gezeigt. Material und Konstruktion der Schaufelaufsätze haben hinsichtlich der Durchgängigkeit für Sedimente und Lebewesen noch erhebliches Verbesserungspotenzial.

Weiteres Ziel dieser Arbeit ist schließlich, durch Optimierung der Schaufeln den Wirkungsgrad der WDM zu steigern und die ökologischen Eigenschaften bezüglich der Durchgängigkeit

beizubehalten oder gar zu verbessern. Hierbei sollen eine alternative Schaufelgeometrie und vor allem alternative Schaufelaufsätze vergleichend untersucht werden.

3 Entwickelte Versuchsanlage und Versuchsdurchführung

Um die unter Kapitel 2.4.2 (S. 42) formulierten Ziele dieser Arbeit erreichen zu können, wurde als Methode die Entwicklung und Untersuchung eines physikalischen Modells einer Wasserdruckmaschine (WDM) gewählt. Ausschlaggebend für die Wahl eines physikalischen Modells war insbesondere die erwartete Genauigkeit der Ergebnisse, die damit erzielt werden können. Ein weiterer Grund war, dass mit einem physikalischen Modell, im Gegensatz zu einem rein numerischen Modell, auch Untersuchungen zur Durchgängigkeit von Fischen und Sedimenten durchgeführt werden können. Darüber hinaus können die Ergebnisse aus einem physikalischen Modell zukünftig zum Kalibrieren eines numerischen Modells verwendet werden.

Im ersten Unterkapitel werden die Anforderungen an das zu erstellende Modell definiert. Im zweiten und dritten Unterkapitel werden die daraus resultierenden Versuchsaufbauten mit der verwendeten Messtechnik sowie die Versuchsdurchführung und Datenauswertung im Detail vorgestellt. Im vierten Unterkapitel wird der Umgang mit Messunsicherheiten erläutert.

3.1 Anforderungen

Im folgenden Unterkapitel werden die detaillierten Anforderungen an das Modell definiert und auf Basis der bisherigen Untersuchungsergebnisse aus den vorliegenden Studien die optimalen geometrischen Abmessungen und Betriebsparameter für das zu erstellende Modell abgeleitet.

3.1.1 Allgemein

Für das Modell können aus den für diese Arbeit definierten Zielen folgende **minimale Anforderungen** abgeleitet werden: Das Modell soll insgesamt in der Lage sein exakte, belastbare und vergleichbare Ergebnisse zu liefern. Die Genauigkeit der Versuchsergebnisse soll sich an einer international anerkannten Norm orientieren. Die Ergebnisse sollen mit hoher Genauigkeit auf die Realität übertragen werden können und die Skaleneffekte möglichst gering sein. Die verwendeten Materialien und Produktionsmethoden sollen an die Produktion einer realen Anlage angelehnt sein, um bereits beim Bau des Modells erste Erfahrungen für die Herstellung einer realen Anlage sammeln zu können. Es wird ein modularer Aufbau mit hohem Freiheitsgrad favorisiert, damit für zukünftige Forschungsarbeiten möglichst viele Varianten (Schaufelanzahl, Ein- und Auslauf, Kropfform etc.) untersucht werden können. Im Rahmen des übergeordneten Projektes sind auch Versuche mit Fischen geplant, deshalb müssen laut ADAM und LEHMANN (2011, S. 42) die geometrischen, strömungsmechanischen, energetischen und biologischen Aspekte und Parameter des Modells eine größtmögliche Übereinstimmung mit der Natur aufweisen. Um gegebenenfalls Untersuchungsergebnisse mit bisherigen Untersuchungen vergleichen zu können, ist eine Anlehnung bezüglich einiger geometrischer Parameter an eine bestehende Anlage wünschenswert, für die hier zu beantwortenden Fragen jedoch nicht zwingend erforderlich.

Über die minimalen Anforderungen hinaus werden vorwiegend zur Anwendbarkeit der Technologie in Entwicklungsländern und der Qualitätssicherung **weitere Anforderungen** an das physikalische Modell definiert: Es sollten Materialien und Produktionsmethoden gewählt wer-

den, die einerseits kostengünstig sind und andererseits auf Spitzentechnologie verzichten, um eine potenzielle Anwendung in Entwicklungsländern grundsätzlich zu ermöglichen. Gleiches gilt für die Montage, die auch im Realmaßstab ohne schweres Gerät und unter Verwendung einfacher Fügемittel und Normteile bewerkstelligt werden soll. Die Aufzeichnung und Weiterverarbeitung aller Messwerte sollte automatisiert über eine zentrale Einheit in ausreichender Auflösung erfolgen. Dies soll menschliches Versagen durch Bedienfehler etc. als Fehlerquelle weitestgehend eliminieren und detaillierte Analysen geringer Schwankungen (z. B. Drehzahl und Drehmoment) ermöglichen. Zusätzlich soll die Möglichkeit bestehen, seitlich in das Rad und das Gerinne vor dem Rad hineinsehen bzw. mit einer Kamera fotografieren und filmen zu können. Dies ist erforderlich, um die Strömung und das Verhalten der Fische bei den zukünftig geplanten (Tier-) Versuchen visuell beurteilen zu können.

3.1.2 Radgeometrie

Auf Basis der bisher durchgeführten und unter Kapitel 2.2.2 (S. 12) vorgestellten Laboruntersuchungen können unter nachfolgend beschriebenen geometrischen Eigenschaften die höchsten Wirkungsgrade erwartet werden.

Als gutes Verhältnis zwischen **Naben- und Außendurchmesser** wird ein Verhältnis ca. 1 : 3 beschrieben. Es handelt sich hierbei um einen Kompromiss zwischen Baugröße der Anlage und nutzbarem Durchfluss. Für die Energiewandlung sind dabei eine größere Nabe und kürzere Schaufeln günstiger, der nutzbare Durchfluss jedoch erheblich kleiner.

Das Verhältnis von **Radbreite zu Gerinnebreite** sollte für eine gute Leistungsausbeute zwischen 1 : 1,2 und 1 : 2 betragen. Die **Form des Zu- und Ablaufgerinnes** hat keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse und kann deshalb parallel zur Fließrichtung konstruiert sein.

Bezüglich der **Schaufelanzahl** wird in mehreren Untersuchungen deutlich, dass mit einer geringen Anzahl Schaufeln höhere Wirkungsgrade erzielt werden. Im direkten Vergleich zwischen 6, 8, 12 und 16 Schaufeln wurden mit 6 Schaufeln die besten Ergebnisse erzielt. Bezüglich der auftretenden Drehzahlschwankung bei unterschiedlichen Schaufelanzahlen gibt es hingegen widersprüchliche Aussagen. Laut LINTON (2013, S. 240) führt eine geringere Schaufelanzahl im praktischen Betrieb zu höheren Drehzahlschwankungen, die von den nachgeschalteten Komponenten wie Getriebe, Generator und Wechselrichter aufgefangen werden müssen. Dies wiederum führt dazu, dass die Komponenten größer als nötig ausgelegt werden müssen und somit höhere Kosten verursachen. PAUDEL (2016, S. 61) konnte hingegen keine signifikanten Unterschiede bezüglich der Drehzahlschwankung bei unterschiedlichen Schaufelanzahlen feststellen. Aus den vorliegenden Informationen kann deshalb keine eindeutige Empfehlung zur Wahl der Schaufelanzahl abgeleitet werden.

Bezüglich der **Schaufelform** wurden unterschiedliche Varianten untersucht. Gute Ergebnisse wurden (1) mit flachen, diagonal in einem Winkel (γ) von 12 bis 20° zur Radachse angeordneten Schaufeln und (2) mit symmetrisch spitz nach vorne zulaufenden Schaufeln mit einem eingeschlossenen Winkel von 127° (Dethridge Wheel Modell) erzielt. Der Vorteil von (1) ist die einfache Herstellung und Montage, von (2), dass keine axialen Kräfte auftreten und symmetrische Fließverhältnisse im Gerinne herrschen.

Das **Spaltmaß** zwischen dem beweglichen Rad und der festen Umgebung (Kropf und Gehäuse) sollte so gering wie möglich sein. Konstruktionsbedingt muss aber, um ein Schleifen oder Blockieren des Rades zu vermeiden, ein geringer Spalt zwischen Rad und Umgebung vorhanden sein.

Die **Seitenwände** direkt am Rad müssen so gestaltet sein, dass eine möglichst ungehinderte Befüllung und Entleerung der einzelnen Zellen möglich ist. Gleichzeitig ist ein direktes Durchfließen der Zellen (Kurzschluss) zu vermeiden. Die Länge der Seitenwände direkt am Rad, auch Gehäuse genannt, ist von der gewählten Schaufelform abhängig.

Damit beim Entleeren der Zellen ins Unterwasser kein Unterdruck im Schaufelzwischenraum entsteht, muss, wenn die Schaufel den unteren Totpunkt passiert hat, Luft in den Schaufelzwischenraum gelangen können. Die ausreichende **Belüftung der Zellen** beim Austritt der Schaufel aus dem Kropf muss deshalb sichergestellt sein.

Das **Kropfgerinne** muss mindestens die Bogenlänge zwischen zwei benachbarten Schaufeln aufweisen (bei z. B. 12 Schaufeln $\beta \geq \alpha = 30^\circ$). Das Kropfgerinne sollte dabei nur ins Oberwasser ragen und etwa am unteren Totpunkt der Maschine enden.

Als **Material** zur Herstellung des Rades ist für reale Anlagen rostfreier Stahl oder Aluminium optimal. Diese sind aufgrund der hohen Festigkeit, guten Verarbeitbarkeit, Dauerhaftigkeit und Schweißbarkeit günstig. Das Gerinne und der Kropf werden aus Beton hergestellt. Für Modelle können für Rad und Gerinne auch Kunststoffe (PVC, PE, XPS etc.) und NE-Metalle (Aluminium, Messing etc.) zum Einsatz kommen, solange die Realität (z. B. Oberflächenrauheit, Geometrie) ausreichend genau nachgebildet wird.

3.1.3 Betriebsparameter

Eine Besonderheit der WDM ist, dass im Gegensatz zu mittelschlächtigen Wasserrädern ein linearer Zusammenhang zwischen Durchfluss und Drehzahl des Rades existiert. Um unterschiedliche Abflüsse energetisch nutzen zu können, muss das Rad somit drehzahlvariabel betrieben werden. Eine weitere Besonderheit ist, dass gute Wirkungsgrade erzielt werden, wenn der Oberwasserstand an der Nabenoberkante (NOK) und der Unterwasserstand an der Nabenunterkante (NUK) liegt. Beide Bedingungen einzuhalten ist in der Realität mit natürlich schwankendem Abfluss und somit schwankendem Unterwasserstand nicht möglich. Deshalb muss im Versuch der Oberwasserstand durch Regelung der Drehzahl an der NOK konstant gehalten werden können. Der Unterwasserstand hingegen fluktuiert mit dem vorhandene Abfluss.

Diesen Besonderheiten im Betrieb einer WDM ist bei Planung und Durchführung der Modellversuche Rechnung zu tragen, damit die Ergebnisse aus den Versuchen auch auf die Realität übertragen werden können.

3.2 Versuchsaufbau und Durchführung der Leistungsmessungen

Im folgenden Unterkapitel werden der Modellaufbau, die Messwertnahme, die Datenverarbeitung und die Versuchsdurchführung für die Leistungsmessung an der WDM im Detail vorgestellt. Die oben beschriebenen Anforderungen bilden dabei die Konstruktionsgrundlage für das physikalische Modell. An wenigen Stellen mussten aufgrund der Gegebenheiten im Labor Kompromisse bezüglich der formulierten Anforderungen eingegangen werden.

3.2.1 Aufbau

Die Versuchsplanung erfolgt in allen Phasen und für sämtliche Bauteile mit Inventor 2013[®], einem 3D CAD Programm von Autodesk[®]. Das digitale 3D Modell bildet dabei die Grundlage für die Planung, die Produktion der Einzelteile und die Montage der Gesamtanlage. Durch die konsequente Planung innerhalb eines 3D CAD ist das 3D Modell potenziell geeignet, eine numerische Simulation auf Basis der exakt gleichen geometrischen Eigenschaften aufzubauen. Mit den Ergebnissen aus den physikalischen Modellversuchen könnte das numerische Modell kalibriert und validiert werden.

Das realisierte Gesamtmodell kann in vier weitestgehend unabhängige Hauptbaugruppen unterteilt werden, die im folgenden vorgestellt werden (siehe auch Abbildung 13):

- Als **Modellrad** wird der bewegliche Teil des Modells, der im Kontakt mit dem Wasser steht, beschrieben.
- Die **Unterkonstruktion** umfasst alle feststehenden Bauteile, wie Gehäuse, Kropfgerinne, Radstützen und Lager, die innerhalb der Versuchsrinne in unmittelbarer Umgebung zum Modellrad angeordnet sind.
- Als **Lastabnahme** wird der Teil der Anlage bezeichnet, der die mechanische Energie an der Welle wandelt (Getriebe, Kupplung, Bremse sowie notwendige Aufbauten).
- Die **Fischaufstiegsanlage (FAA)** im rechten Teil des Gerinnes bewirkt eine Einengung des Fließquerschnitts.

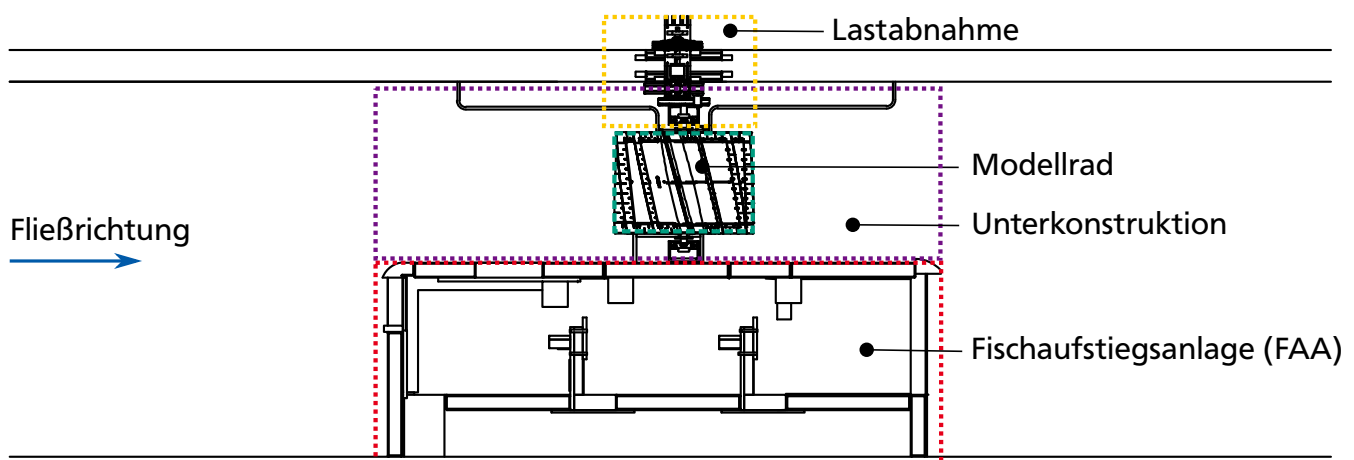


Abbildung 13: Übersicht der vier Hauptbaugruppen im Modell (Grundriss)

Infrastruktur

Zur Planung der Gesamtanlage steht eine Versuchsrinne mit 3 m Breite, 1 m Höhe und 20 m Gesamtlänge in der Wasserbauhalle der Hochschule Darmstadt zur Verfügung. Das Wasser wird mit maximal fünf Pumpen aus dem Tiefbehälter (360 m³ Fassungsvermögen) im Keller der Halle in den Hochbehälter (40 m³ Fassungsvermögen) 10 m über Grund gepumpt. Hier befindet sich ein Überlaufbauwerk, um einen konstanten Wasserstand und somit gleichmäßigen Druck bzw. Durchfluss im Zulauf der Versuchsrinne sicherzustellen. Über Rohrleitungen wird das Wasser zum Einlaufbehälter der Rinne befördert. In der Zulaufleitung zur Rinne wird der Durchfluss über handbetriebene Schieber geregelt. Das Wasser strömt im Einlaufbehälter unter einer Tauchwand durch und fällt über ein Thomson Wehr mit fünf Feldern in das Tosbecken am Anfang der Versuchsrinne. Am Ende der Versuchsrinne befindet sich eine handbetriebene Wehrklappe zur Regelung des Wasserstandes in der Rinne. Nach der Wehrklappe wird das Wasser über unterirdische Kanäle zum Tiefbehälter zurückgeführt. Für Versuche kann ein maximaler Durchfluss von ca. 800 l s⁻¹ genutzt werden. Abbildung 14 zeigt die gesamte Versuchsrinne im Schnitt dargestellt. Der als Versuchssection bezeichnete Abschnitt zeigt den Teil der Rinne, der für einen Versuchsaufbau geeignet ist, da die Strömung weitestgehend unbeeinflusst vom Überlauf über das Thomson Wehr am Anfang und der Wehrklappe im Auslaufbereich der Versuchsrinne ist. Die Versuchsrinne ist aus Stahlbeton, der Einlaufbehälter und die Wehrklappe sind als Stahlbaukonstruktion hergestellt.

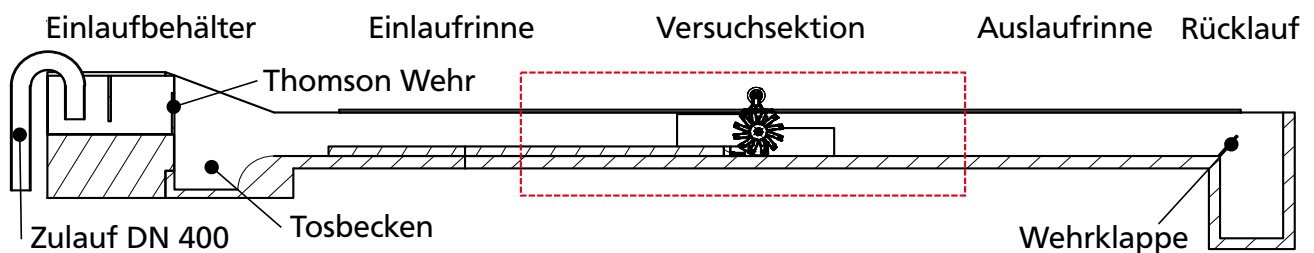


Abbildung 14: Versuchsrinne mit Versuchsaufbau – Schnitt

Modellrad

Im Folgenden wird das entwickelte Modellrad in seiner Grundeinstellung vorgestellt. Alle untersuchten Varianten (abweichend von der hier beschriebenen Grundeinstellung) werden in Kapitel 3.2.2 (S. 53) näher beschrieben.

Durch die vorhandene Infrastruktur und unter Berücksichtigung eines aufgrund der Wellenbildung erforderlichen Freibords von ca. 0,2 m sowie eines optimalen Verhältnisses von Nabenzu Außendurchmesser von ca. 1 : 3 ergibt sich ein Rad mit einem maximalen Außendurchmesser von 1,1 m und einem Nabendurchmesser von 0,4 m. Die Breite ist mit 0,8 m so gewählt, dass ein Verhältnis von Radbreite zu Außendurchmesser von ca. 3 : 4 entsteht. Dieses Verhältnis entspricht der Iskar Pilotanlage in Bulgarien (siehe Kapitel 2.2.3, S. 19). Das Rad hat in der Grundabmessung einen Maßstab von 1 : 2,5 zur Pilotanlage in Bulgarien; die hier gewonnen Laborergebnisse können somit in die Weiterentwicklung für den Wiederaufbau der Pilotanlage mit einfließen. In der Grundeinstellung werden 12 flache, diagonal angeordnete Schaufeln eingebaut. Ausschlaggebend für die Wahl der Form waren insbesondere die einfache Fertigung und die guten Ergebnisse der Untersuchung am TU Darmstadt Modell. Als Schaufelanzahl wurde 12 gewählt, weil hinsichtlich der Drehzahlschwankungen geringere Nachteile als mit 6

Schaufeln erwartet werden (siehe Kapitel 2.2.2, S. 12). Eine Zusammenstellung der wichtigsten geometrischen Größen des Modellrades in der Grundeinstellung sind in Tabelle 4 enthalten.

Tabelle 4: Modell Parameter in der Grundeinstellung

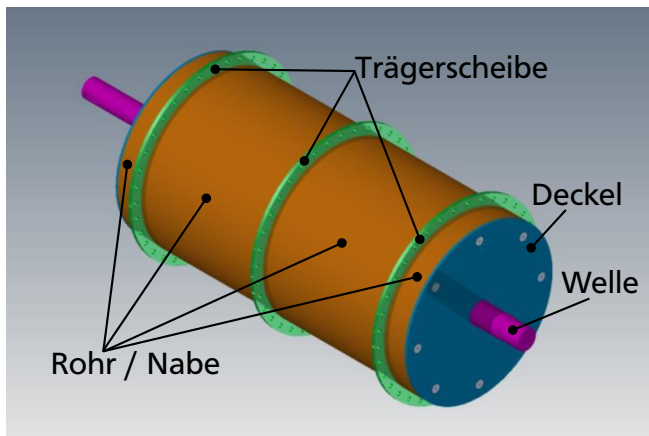
Parameter		Dimension
Außendurchmesser	d_A	1,1 m
Nabendurchmesser	d_N	0,4 m
Breite Rad	B_{Rad}	0,8 m
Breite Zu- / Auslauf	$B_{Ge,1}, B_{Ge,2}$	1,2 m
Anzahl Schaufeln	Z	12
Öffnungswinkel Kropfgerinne	β	45°
Schaufelwinkel zur Radachse	γ	15°

Das Modellrad kann in zwei Baugruppen unterteilt werden: die **Wasserradnabe** und die **Schaufelkonstruktion**.

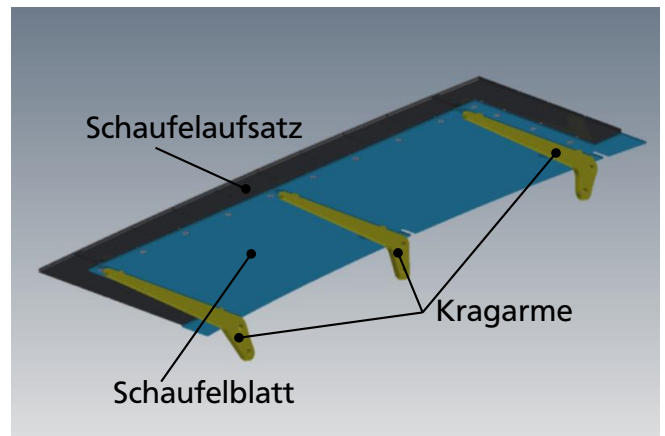
Wasserradnabe: Die Wasserradnabe ist ausgehend von einer Welle mit 60 mm Durchmesser und 1250 mm Länge aus rostfreiem Stahl aufgebaut. An der Welle sind drei Anschraubnaben vom Typ BF 25 der Fa. Desch über Taper Buchsen befestigt, die jeweils eine Trägerscheibe aus rostfreiem Stahl tragen. Die Trägerscheibe ist 8 mm dick und hat an ihrem äußeren Umfang 36 gleichmäßig verteilte Bohrungen (Durchmesser 10,5 mm) zur Aufnahme der Schaufelkonstruktion. Zwischen den drei Trägerscheiben sitzt ein Rohr aus Polyethylen (PE) mit 400 mm Außendurchmesser und 20 mm Wandstärke. Die so konstruierte Wasserradnabe ist innen hohl; die drei Trägerscheiben sind über innenliegende Zugstangen miteinander verspannt. Durch O-Ring Dichtungen an der Stirnseite der Rohre bleibt der Hohlraum der Nabe auch im Betrieb trocken. Seitlich der äußeren Trägerscheibe ist beidseits, damit die Schaufeln befestigt werden können, je ein Rohr aus PE mit 400 mm Außendurchmesser und 40 mm Länge sowie ein abschließender Deckel aus hart PVC (PVC-U) auf der Welle angeordnet. Abbildung 15a auf der nächsten Seite zeigt die beschriebene Wasserradnabe aus Welle (violett), Trägerscheiben (grün), Rohren (orange) und Deckeln (blau). Sie ist im weiteren Versuchsablauf nicht mehr veränderbar und bildet die Konstruktionsbasis für sämtliche Variationsmöglichkeiten der Schaufelform, der Schaufelanzahl, der Schaufellänge etc.

Bei einer realen Anlage würde im Unterschied zu diesem Modell für die Nabe anstelle des Rohres aus PE eine Schweisskonstruktion aus gebogenem rostfreiem Stahlblech zum Einsatz kommen. Im Modell wurde PE aufgrund der geringen Dichte und einfachen Verarbeitbarkeit gewählt. Zudem kann die Baugruppe ohne Zerstörung einzelner Bauteile gelöst werden. Unterschiede bezüglich der Eigenschaften des Rades durch das geänderte Material werden dabei nicht erwartet.

Schaufelkonstruktion: Die 12 Schaufelblätter der WDM werden über jeweils drei Kragarme (8 mm dick) am Umfang der Trägerscheiben der Wasserradnabe befestigt. Als Verbindung werden pro Kragarm zwei Schrauben (M10) eingesetzt. Das Schaufelblatt selbst ist flach, 2 mm dick und wird durch Positionsbohrung auf den drei Kragarmen ausgerichtet. Mit jeweils zwei Schrauben (M4) wird das Schaufelblatt mit den Kragarmen verbunden. Die Schaufeln sind in einem Winkel (γ) von 15° zur Wellenachse angeordnet. Dieser Winkel wurde aufgrund der guten Ergebnisse der bisherigen Untersuchungen und der vergleichsweise großen Radbreite gewählt.



(a) Wasserradnabe



(b) Schaufelkonstruktion

Abbildung 15: Wasserradnabe und Schaufelkonstruktion

Die Symmetrieachse der Schaufel schneidet dabei die Achse der Wasserradnabe. Um unterschiedliche Schaufelaufsätze und Spaltmaße untersuchen zu können, sind die vorderen 50 mm an der Spitze und den beiden Seiten der Schaufel ausgespart. Hier können unterschiedliche Schaufelaufsätze aus alternativen Materialien oder Formen montiert und vergleichend untersucht werden. Die Schaufelaufsätze werden mit Schrauben auf dem Schaufelblatt befestigt. In der Grundeinstellung ist ein 2 mm starkes rostfreies Stahlblech mit einem Spaltmaß seitlich und unten von 1 mm montiert. Dies stellt eine durchgehende Stahlschaukel, wie sie bisher bei den meisten Untersuchungen und Pilotanlagen eingesetzt wurde, dar. Das Spaltmaß seitlich und unten kann zwischen 1 und 30 mm stufenlos variiert werden. Abbildung 15b zeigt die Schaufelkonstruktion bestehend aus drei Kragarmen (gelb), einem Schaufelblatt (blau) und den Schaufelaufsätzen an der Seite und Spitze der Schaufel (schwarz).

Die Trägerscheibe, Kragarme, Schaufelblätter und Schaufelaufsätze wurden im Laserschnittverfahren aus rostfreiem Stahlblech (Werkstoffnummer: 1.4301) unterschiedlicher Dicke hergestellt. Dies ist ein schneller und im Vergleich zu anderen Blechbearbeitungsverfahren kostengünstiger Bearbeitungsprozess.

Unterkonstruktion

Das Rad ist beidseitig auf fest im Rinnenboden verankerten Stahlstützen gelagert. Die Lagerung der Welle erfolgt beidseitig über Stehlager (SY 50 TR von SKF). Auf beiden Seiten des Rades sind sogenannte Gehäuse mit einer Länge von 550 mm angebracht, die den Raum zwischen Gerinnebreite und Radbreite ausfüllen. In Fließrichtung links ist das Gehäuse in die Seitenwand integriert, die 200 mm vom Rinnenrand Abstand hat und sich ca. 3000 mm nach Ober- und Unterstrom ausdehnt. Die Seitenwand und das Gehäuse sind auf der linken Seite aus transparentem Polymethylmethacrylat (PMMA) – Handelsname *Plexiglas*[®] – hergestellt. Aus dem Zwischenraum zwischen Seitenwand und Rinnenwand kann man seitlich in das Rad sehen bzw. mit einer Kamera fotografieren oder filmen.

In Fließrichtung rechts ist das Gehäuse aus PVC-U gefertigt und schließt direkt an die FAA an. Das Gehäuse ist nicht wie auf der linken Seite symmetrisch an der Wellenachse, sondern 120 mm nach Oberstrom versetzt angeordnet. Grund hierfür ist, dass bei den diagonal angeordneten Schaufeln zunächst ein ungehinderter Einstrom in den Schaufelzwischenraum möglich sein muss, ein direktes Durchfließen (Kurzschluss), wie von LINTON (2009, S. 83) beschrieben,

jedoch verhindert werden soll. Deshalb ist das Gehäuse zwar auf beiden Seiten mit 550 mm gleich lang, jedoch etwas versetzt angeordnet. Zur Abdichtung zwischen Welle und Gehäuse sind auf beiden Seiten Radialwellendichtringe (52x68x8 B1) angeordnet. In beiden Gehäusen (links und rechts) sind Aussparungen zur Belüftung der Zellen vorhanden. Diese sind so positioniert, dass, wenn die Schaufel den unteren Totpunkt passiert hat, Luft am obersten Punkt der Zelle (an der Nabe) in den Schaufelzwischenraum gelangen kann. Die Zelle ist somit optimal belüftet und kann sich ungehindert entleeren. Die Öffnung ist als horizontales Langloch (25 mm hoch / 120 mm lang) ausgeführt, damit mit fortschreitender Drehbewegung mehr Luft in den Zwischenraum gelangen kann. Die Gerinnebreite Ober- und Unterstrom beträgt jeweils 1,2 m. Somit beträgt das Verhältnis von Radbreite zu Gerinnebreite 1 : 1,5.

Das Kropfgerinne unter dem Rad ist im unteren Bereich zwischen den beiden Gehäuseteilen aus Beton und im oberen Bereich (Richtung Oberstrom) mit austauschbaren Elementen aus extrudiertem Polystyrol (XPS) – Handelsname *Styrodur*[®] – ausgeformt. Diese Elemente sind austauschbar, damit alternative Kropfwinkel oder Details zur optimalen Einlaufgeometrie näher untersucht werden können. Das Kropfgerinne hat in der Grundeinstellung einen Winkel von $\beta = 45^\circ$. Das Gerinne Oberstrom ist mit einer 230 mm starken Kiesschicht aufgefüllt. Hierfür wurden insgesamt 8 m^3 gewaschener Kies der Körnung 16/32 in der Rinne verbaut. Der Bereich direkt vor dem Rad (ca. 2 m) ist mit Gehwegplatten aus Beton ausgelegt, um realistische Rauigkeitswerte für den Boden einer realen Anlage zu erhalten. Unterstrom des Rades bildet der Rinnenboden aus beschichtetem Beton die Sohle. Eine Auffüllung mit Kies Unterstrom war aufgrund der erwarteten hohen Fließgeschwindigkeiten und der beschränkten Gesamthöhe der Rinne nicht sinnvoll und für die geplanten Versuche auch nicht erforderlich.

Lastabnahme

Das vom Wasserrad erzeugte Drehmoment wird über einen Zahnriemen (Übersetzung $i = 1 : 3$, Zahnriemen 2590 14M-HP 40) auf ein höheres Niveau, außerhalb des Wassers, gebracht. Gründe sind, dass (1) der Raum zwischen Seitenwand (PMMA) und Rinnenwand zu gering ist, um die gesamte Messtechnik unterzubringen und (2) das Risiko, dass Instrumente bei Undichtigkeit nass werden, zu groß ist. Die Lastabnahmeeinheit ist deshalb über Aluminium-Konstruktionsprofile auf dem 300 mm breiten Rinnenrand befestigt. Vom oberen Zahnriemenrad wird das Drehmoment über eine 280 mm lange Welle mit zwei Stehlagern (SY 40 TR von SKF) über eine Metallbalgkupplung (BKL 300 der Fa. R+W Kupplungen) an den Prüfstand (Prüfstand Gr. VI der Fa. Liedtke) angekuppelt. Der Prüfstand, bestehend aus einer Magnetpulverbremse, einem Drehmomentaufnehmer und einem Drehzahlgeber, bildet die zentrale Einheit zur Erfassung der mechanischen Leistung der Anlage. Details zu den eingesetzten Messinstrumenten finden sich in Kapitel 3.2.3 (S. 55).

Abbildung 16 auf der nächsten Seite zeigt die Lastabnahme ohne unteres Zahnriemenrad in Schnittdarstellung. Rechts im Bild (rotes Rechteck) ist der Versuchsaufbau zur Messung der mechanischen Verlustleistung dargestellt (siehe Kapitel 3.3, S. 66). Aus Gründen des Arbeitsschutzes sind die Lastabnahme und der Zahnriemen im Betriebszustand eingehaust, wie in Abbildung 17a auf der nächsten Seite (schwarze Box) zu sehen ist.

Fischaufstiegsanlage (FAA)

Neben dem Rad wurden die obersten drei Becken eines Schlitzpasses als Teil der Gesamtanlage aufgebaut (siehe Abbildung 17a auf der nächsten Seite, linker Teil). Der Einlaufbereich Oberstrom entspricht dabei der Situation an der Iskar Pilotanlage. Zu einem späteren Zeitpunkt

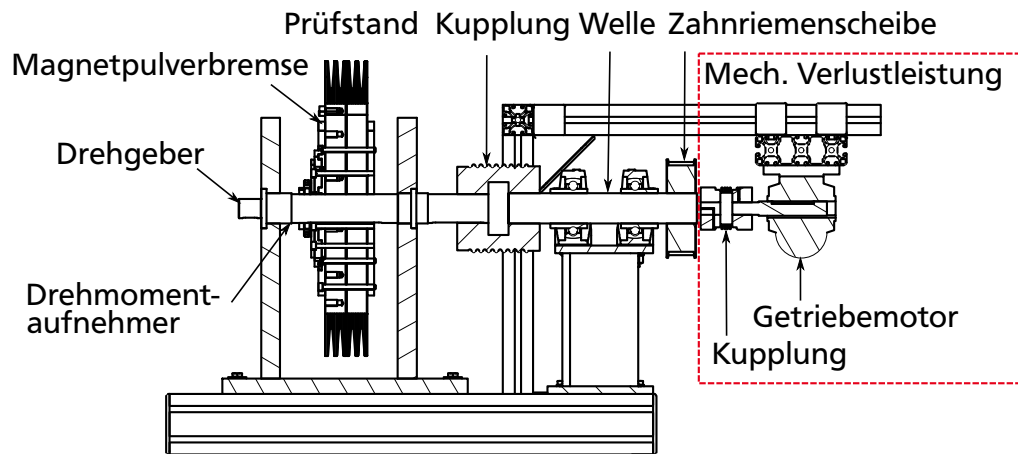
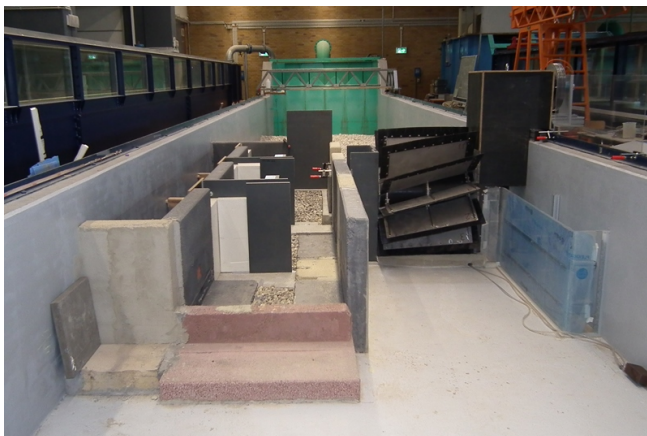
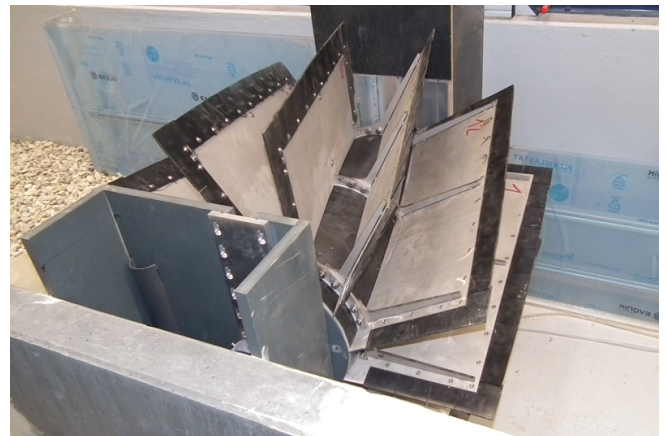


Abbildung 16: Aufbau der Lastabnahme – Schnitt



(a) Gesamte Versuchsanlage – Blick von Unterstrom



(b) Modellrad mit Stahl/EPDM Schaufelaufsätzen

Abbildung 17: Foto großmaßstäbliches Labormodell

sollen hier unter anderem die Wechselwirkungen zwischen Betrieb der WDM und den Strömungsbedingungen innerhalb des Schlitzpasses genauer untersucht werden. Weil für sämtliche im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen der Schlitzpass nicht in Betrieb ist, bildet dieser im vorliegenden Fall die Modellgrenze und bleibt im Weiteren von einer Betrachtung ausgenommen.

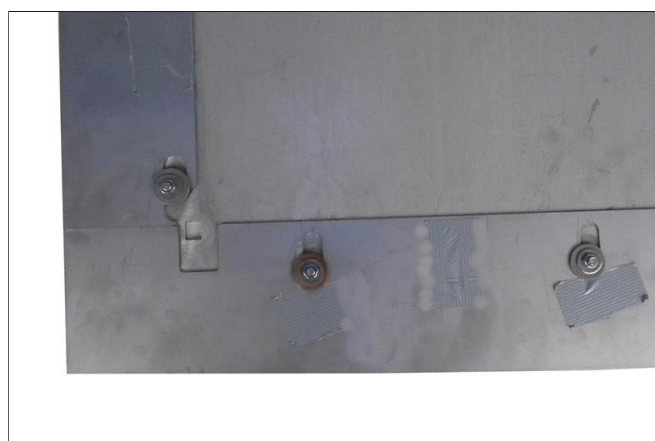
3.2.2 Untersuchte Varianten

Neben der oben beschriebenen Grundvariante wurden mehrere Varianten mit alternativen Schaufelaufsätzen, Schaufelformen und Einstellungen des Spaltmaßes untersucht. Im Folgenden werden die untersuchten Varianten vorgestellt.

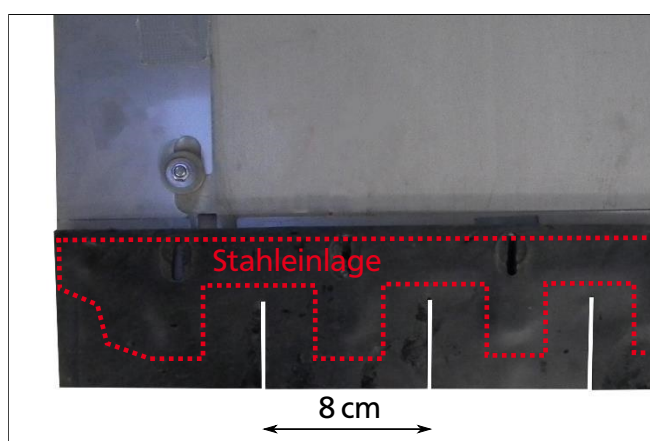
Schaufelaufsätze

In der Grundeinstellung mit flachen, diagonal angeordneten Schaufeln wurden zwei verschiedene Schaufelaufsätze untersucht. Zum einen die beschriebenen Schaufelaufsätze aus Stahlblech (siehe Abbildung 18a auf der nächsten Seite), die eine durchgehende Stahlschaufel reprä-

sentieren, und zum anderen eine möglichst fischschonende Variante, eine Kombination aus Stahl und Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM). Diese als Stahl/EPDM bezeichnete Variante ist eine Sandwich Konstruktion aus 0,8 mm dickem rostfreiem Stahlblech und zwei 2 mm dicken EPDM/SBR ($80 \pm 5^\circ$ Shore-Härte) Streifen. Die drei Streifen (EPDM–Stahl–EPDM) sind mittels Cyanacrylat-Klebstoff – Handelsname Sekundenkleber – miteinander verklebt. Den Stahl/EPDM Schaufelaufsätzen ging eine umfangreiche Untersuchung bezüglich Form und Material voraus (u.a. SALLAY, 2012). Der Aufsatz soll dabei in der Lage sein, bei normalen Betriebsbedingungen dem üblichen Wasserdruck standzuhalten und nicht wegzuknicken, bei Kontakt mit einem Objekt (z. B. Fisch) jedoch ausreichende Elastizität aufweisen, um diesem nachzugeben und die Einwirkung auf das Objekt zu minimieren. Der Aufsatz ist deshalb in 8 cm breite Abschnitte geteilt, die jeweils durch einen innenliegenden Dorn aus Stahlblech verstärkt sind. Abbildung 18b zeigt den Aufsatz aus Stahl/EPDM. Die Geometrie des innenliegenden Stahlbleches ist dabei in rot dargestellt. Die Aufsätze können sowohl an der Spitze als auch auf den Seiten der Schaufel ausgetauscht werden.



(a) Schaufelaufsatz aus Stahl



(b) Schaufelaufsatz aus Stahl/EPDM

Abbildung 18: Schaufelaufsätze aus Stahl und Stahl/EPDM

Schaufelform

Neben der flachen und diagonal angeordneten Schaufelform der Grundeinstellung (Form 1) wurde eine alternative Schaufelform untersucht. Diese ist im Gegensatz zur flachen Schaufel auf der linken Seite horizontal ausgerichtet und in Radmitte in einem Winkel von 27° zur Radachse abgeknickt (siehe Abbildung 19a auf der nächsten Seite). Diese Form wird in der Folge als asymmetrische Schaufelform oder Form 2 bezeichnet. Die Änderung der Schaufelform zielt darauf ab, dass sich die Einstromrichtung, die bei der flachen, diagonal angeordneten Schaufel von der Seite (von Oberstrom links) erfolgt, mehr in Fließrichtung ausrichtet und das Wasser in diesem Bereich weniger von der eintauchenden Schaufel vom Rad weggedrückt wird. Die von LINTON (2013, S. 105 ff.) beobachteten Turbulenzen auf der rechten Seite sollen durch den größeren Winkel des in der Mitte des Rades angeordneten Knicks weiter reduziert werden.

Bei dieser Schaufelform handelt es sich um einen Kompromiss aus der von SENIOR untersuchten Schaufel mit S-Form (siehe Abbildung 4a auf Seite 13), den Anforderungen einer möglichst einfach und günstig herzustellenden Geometrie und den technischen Möglichkeiten des Modelllaufbaus.

Die Schaufelkonstruktion der asymmetrischen Schaufel ist vom Prinzip her gleich aufgebaut wie die flache, diagonal angeordnete Schaufel. Das Schaufelblech aus 1,5 mm dickem rostfreiem Stahlblech ist an drei Kragarmen befestigt, die mit der Wasserradnabe durch Schrauben verbunden sind. Auch an der asymmetrischen Schaufel können unterschiedliche Schaufelaufsätze an der Spitze und an den beiden Seiten der Schaufel montiert werden. Dabei wurde für die durchgeführten Versuche ein Aufsatz aus 4 mm dickem EPDM verwendet. Der gewählte Schaufelaufsatz aus EPDM krägt dabei ca. 15 mm aus und gibt aufgrund der gewählten Dicke nur geringfügig nach. Primärer Grund für die Untersuchung dieses Aufsatzes ist nicht der Fischschutz, sondern die Möglichkeit, das Spaltmaß möglichst einfach einstellen zu können. Abbildung 19b zeigt die asymmetrische Schaufel im Einsatz.

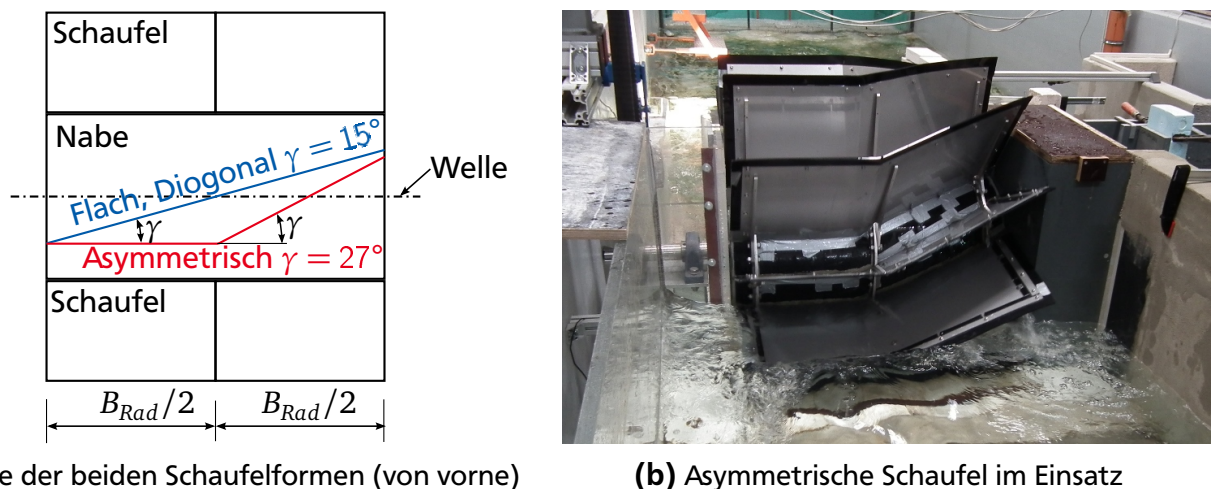


Abbildung 19: Asymmetrische Schaufelform

Spaltmaß

Bei allen untersuchten Schaufelaufsätzen (Stahl, Stahl/EPDM und EPDM) kann das Spaltmaß zwischen Schaufel und Kropfgerinne und zwischen Schaufel und seitlichem Gehäuse bis zu 30 mm stufenlos eingestellt werden. Im Rahmen der durchgeführten Versuche wurden Spaltmaße zwischen Schaufel und Kropfgerinne (s_{un}) von 1, 5 und 10 mm untersucht. Das Spaltmaß zwischen Schaufel und seitlichem Gehäuse (s_{se}) wurde für alle durchgeführten Untersuchungen konstant bei 1 mm gehalten.

Codierung der Varianten

Für eine eindeutige Zuordnung der einzelnen Messungen zu einer bestimmten Anlageneinstellung (Setup) wird eine Codierung der Varianten mit neun Ziffern eingeführt. Mit dieser Ziffernfolge kann in stark verkürzter Form die verwendete Einstellung eindeutig identifiziert werden. Jede untersuchte Einstellung erhält somit eine eindeutige Setupnummer mit klar definierten Eigenschaften. Die Details zur Codierung mit einem Beispiel finden sich in Anhang A.

3.2.3 Messwertnahme

Im Folgenden werden die verwendete Bremse und die Messgeräte zur Messwertnahme mit ihren Messprinzipien und Genauigkeiten vorgestellt.

Magnetpulverbremse

Zu jedem Durchfluss und jeder Wasserstandskombination existiert nur eine Drehzahl, bei der das Drehmoment und die Wasserstände konstant sind. Mit einer manuellen Bremse (z. B. Kfz-Bremse) ist es, wie die bisherigen Untersuchungen gezeigt haben, sehr aufwendig und zeitintensiv, den richtigen Betriebspunkt zu finden und diesen über die Dauer der Messung konstant zu halten. Deshalb wird bei diesem Versuchsstand die WDM elektronisch über eine Magnetpulverbremse vom Typ FRAT 2002 der Firma Mobac GmbH gebremst. Die Bremse ist bis zu einem maximalen Drehmoment von 200 Nm und einer maximalen Bremsleistung von 700 W ausgelegt. Durch die gewählte Übersetzung am Zahnriemen von $i = 1 : 3$ kann das Rad auch bei sehr niedrigem Unterwasserstand und geringen Drehzahlen kontrolliert abgebremst werden. Die Bremswirkung wird erzeugt, indem mit einer Spule ein elektromagnetisches Feld aufgebaut wird, das wiederum ein Magnetpulver so beeinflusst, dass Reibung zwischen Stator und Rotor entsteht. Die Bremskraft kann über die zugeführte Stromstärke zur Spule gesteuert werden. Die erforderliche Bremsleistung wird von der Steuerung (cRIO-9074) an einen zusätzlichen Controller zur Steuerung der Bremse (M2302 der Fa. Liedtke) weitergegeben und entsprechend verstärkt (Details siehe Kapitel 3.2.5, S. 61).

Wasserstände

Am Modell werden an vier Stellen Wasserstände erfasst. Im Einlaufbereich wird ein Wasserstand ca. 6 m oberhalb des Rades am Rinnenrad (in Fließrichtung rechts) in einem beruhigten Bereich (DN 250 Polyvinylchlorid (PVC) Rohr) aufgenommen ($h_{1,1}$). Im Auslaufbereich wird in ca. 5 m Abstand zum Rad in der Mitte des Fließquerschnittes der Wasserstand im Unterwasser ($h_{2,1}$) aufgenommen. Beide Wasserstände werden direkt von einer fest installierten Messbrücke auf die freie Wasseroberfläche gemessen.

Weiter werden Wasserstände unmittelbar vor und nach dem Rad ($h_{1,2}$, $h_{2,2}$) erfasst. Diese befinden sich 550 mm von der Radachse entfernt in der Radmitte und werden über Schläuche an den Rinnenrand (in Fließrichtung rechts unterhalb der FAA) in kommunizierenden Röhren (DN 120) geführt. Hier werden die beiden Wasserstände ebenfalls von oben auf die freie Wasseroberfläche gemessen. Die Position der einzelnen Messpunkte kann Abbildung 20 auf der nächsten Seite entnommen werden.

Die Wasserstände werden mit Ultraschallsensoren vom Typ BUS R06K1-XA-12/070-S75G der Fa. Balluff erfasst. Die Wiederholgenauigkeit wird vom Hersteller mit $\pm 0,15\%$ für den Messbereich des Sensors (120 bis 600 mm) angegeben. Durch das Messen von oben auf die Wasseroberfläche ist die Genauigkeit der gemessenen Wasserstandshöhe umgekehrt proportional zum Messwert und muss entsprechend berücksichtigt werden. Dies bedeutet, dass die Messung der Wasserstandshöhen mit abnehmendem Wasserstand zunehmend ungenau wird. Bei einem Oberwasserstand von $h_{1,1} = 400$ mm ergibt die Distanzmessung des Sensors 600 mm, was einer Genauigkeit von $\delta h_{1,1|400} = \pm 0,9$ mm entspricht. Bei einem Oberwasserstand an der NOK (Betriebszustand) liegt der Oberwasserstand bei $h_{1,1} = 780$ mm, was bei der Distanzmessung 220 mm ergibt und einer Genauigkeit von $\delta h_{1,1|NOK} = \pm 0,33$ mm entspricht.

Für die Auswertung und Bestimmung der Leistungskennwerte der Anlage werden als Eingangsgröße für die Wasserstände in Gleichung 21 nur die beiden Wasserstände direkt am Rad ($h_{1,2}$, $h_{2,2}$) verwendet. Diese werden in der Folge zur besseren Übersicht als h_1 für den Wasserstand Oberstrom und h_2 für den Wasserstand Unterstrom bezeichnet. Die beiden weiter vom Rad entfernten Wasserstände ($h_{1,1}$, $h_{2,1}$) haben für die Auswertung im Rahmen dieser Arbeit keine Relevanz, sind aber für die Überwachung und Steuerung der Gesamtanlage erforderlich.

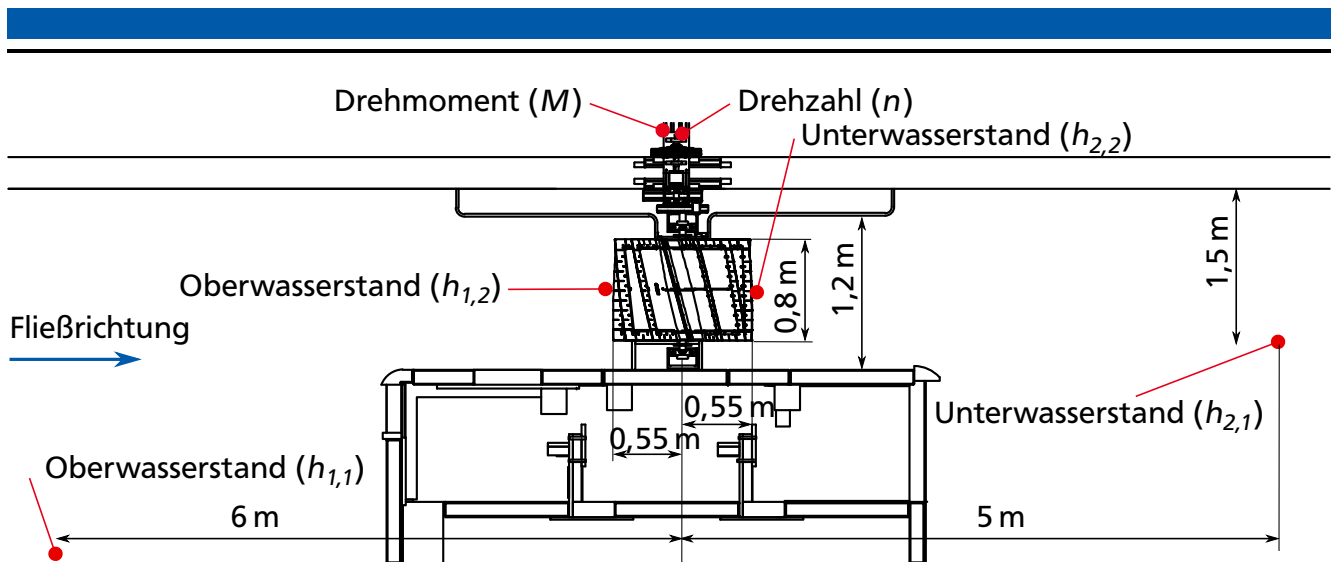


Abbildung 20: Messpunkte Detail

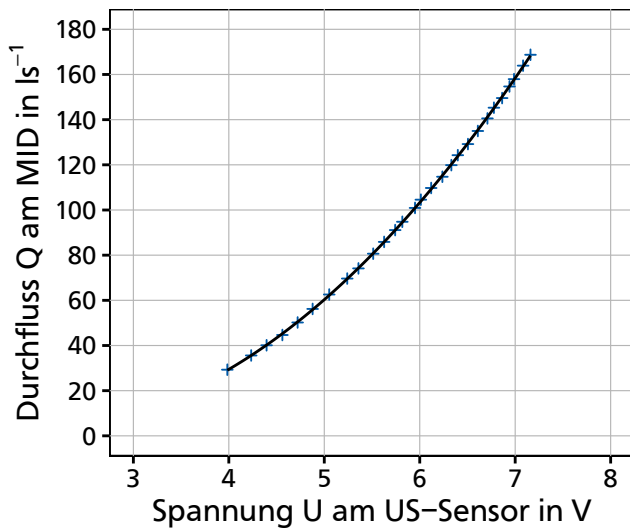
Durchfluss

Der Durchfluss wird durch Messung der Überfallhöhe über ein Thomson Wehr im Einlaufbereich mittels Ultraschallsensor (gleiches Fabrikat wie für die Wasserstände) bestimmt; ein eigener magnetisch-induktiver Durchflussmesser (MID) an der Rinne steht nicht zur Verfügung. Zur Bestimmung der Konstanten der Wasserstand-Durchfluss Beziehung am Thomson Wehr ist ein eigener Versuch notwendig, da aufgrund eines mangelhaften Einbaus des Wehres (Öffnungswinkel und Einbaulage) eine analytische Lösung zu ungenau ist. Der durchgeführte Versuch und die Ergebnisse zur Bestimmung der Wasserstand-Durchfluss Beziehung werden im Folgenden kurz dargestellt.

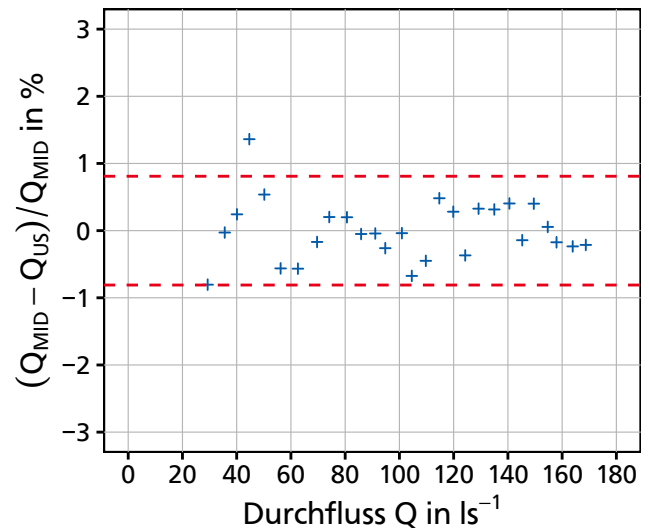
Es wurden parallel die Messsignale des Ultraschallsensors (Spannung (U) in V) im Einlaufbehälter und des MID (Frequenz (f) in Hz) in der Hauptleitung zur Versorgung aller Versuchsrinnen im Labor aufgezeichnet und miteinander verglichen. Während dieses Versuchs war keine andere Rinne in Betrieb, so dass sichergestellt ist, dass der am MID gemessene Durchfluss dem Durchfluss über das Thomson Wehr entspricht.

Für den MID (Krone ALTOFLUX M 460 DN500) wird die Genauigkeit vom Hersteller mit $<0,2\%$ und für den angeschlossenen Messumformer IFC 110 mit $<0,3\%$ angegeben. Für den relevanten Durchflussbereich (ca. 50 bis 180 l s^{-1}) liegt die Genauigkeit des MID laut Hersteller bei $\delta Q_{MID}/Q_{MID} \leq \pm 0,36\%$.

Der Vergleich der beiden Sensoren in Abbildung 21a auf der nächsten Seite zeigt deutlich, dass für die mit einem Polynom 2. Grades ermittelte Regressionskurve ($y = 27.4606 - 23.785 x + 6.0705 x^2$) mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0.999$ sehr gute Übereinstimmung erzielt wird. Die Darstellung der prozentualen Abweichung zwischen der Durchflussmessung des MID (Q_{MID}) und des mit o.g. Gleichung ermittelten Durchflusses auf Basis der Ultraschallmessung (Q_{US}) in Abbildung 21b auf der nächsten Seite macht deutlich, dass die Ergebnisse bis auf einen Ausreißer eine maximale Abweichung von $\pm 0,8\%$ aufweisen. Aus dieser Untersuchung geht hervor, dass die Genauigkeit der Durchflussmessung durch Messung der Überfallhöhe mittels Ultraschall (US) über das Thomson Wehr mit guter Sicherheit mit $\delta Q/Q = \pm 0,8\%$ angegeben werden kann.



(a) Zusammenhang US-Sensor und MID



(b) Abweichung von US zu MID

Abbildung 21: Wasserstand-Durchfluss Beziehung Einlaufbehälter

Drehzahl

Die Messung der Drehzahl erfolgt mit einem Drehzahlgeber vom Typ ITD 01 A 4 1024 H NX KR1 S6 der Fa. Thalheim am Prüfstand. Bei diesem Sensor handelt es sich um einen optischen Impuls-Drehzahlmesser, der 1024 Impulse pro Umdrehung liefert. Die Genauigkeit (δn) des Sensors ist von der Drehzahl am Sensor (n), der Anzahl Impulse (N_{Im}) und der Messfrequenz (f_{Mes}) abhängig (TRÄNKLER und REINDL, 2014, S. 789):

$$\frac{\delta n}{n} = \frac{1}{\frac{1}{f_{Mes}} n N_{Im} - 1} \quad (18)$$

Für eine beispielhafte und übliche Drehzahl am Rad von $n = 8 \text{ min}^{-1}$ bzw. 24 min^{-1} am Sensor, einer Messfrequenz $f_{Mes} = 50 \text{ Hz}$ ergibt sich für die Drehzahlmessung bei dieser Drehzahl eine Genauigkeit von $\pm 0,20 \%$. Zu diesem Wert addieren sich noch $\pm 0,01 \%$ durch Ungenauigkeit bei der Definition der Messfrequenz sowie $\pm 0,02 \%$ durch den Frequenzwandler (WEBER, 2015, S. 46 f.). Der Frequenzwandler FU 252 der Fa. Liedtke wandelt das vom Drehzahlgeber erzeugte TTL Signal zu einem 0 bis 10 V Spannungssignal. In Summe ergibt sich für eine Drehzahl der WDM von $n = 8 \text{ min}^{-1}$ eine Genauigkeit $\delta n/n = \pm 0,23 \%$.

Drehmoment

Die Erfassung des Drehmomentes erfolgt mittels Reaktions-Drehmomentaufnehmer TRS 200 der Fa. Liedtke am Prüfstand. Der Messbereich beträgt 0 bis 200 N m in beide Drehrichtungen. Die Genauigkeit der Drehmomentmessung wird vom Hersteller bei einer Temperatur von 20°C mit einem Wert $\pm 0,5 \%$ vom Endwert angegeben. Das Messgerät weist somit eine Genauigkeit von $\delta M = \pm 1 \text{ N m}$ auf. Das Ausgangssignal des Drehmomentaufnehmers (-2 bis 2 V) muss für die Weiterverarbeitung im Controller (cRIO-9074) auf ein Signal von -10 bis 10 V verstärkt werden. Dadurch entsteht ein sog. Linearitätsfehler, der vom Hersteller des Messverstärkers mit $\pm 0,1 \%$ angegeben wird. Die Summe aus Messgerätegenauigkeit und Linearitätsfehler ergibt die Genauigkeit für die Drehmomentmessung (δM), die vom Messwert abhängig ist.

Tabelle 5 fasst die verwendeten Messgeräte mit Angaben zu Hersteller und Fabrikat sowie Genauigkeit zusammen.

Tabelle 5: Eingesetzte Messgeräte

Parameter		Hersteller	Fabrikat	Genauigkeit
Wasserstand	h_1, h_2	Balluff	BUS R06K1-XA-12/070-S75G	$\pm 0,15 \%$
Durchfluss	Q	Krone / Balluff	ALTOFLUX M 460 / Thomson Wehr	$\pm 0,80 \%$
Drehzahl	n	Thalheim	ITD 01 A 4 1024 H NX KR1 S6	$\pm 0,23 \%^*$
Drehmoment	M	Liedtke	TRS 200	$\pm 1 \text{ Nm}^*$
Elekt. Leistung	P_{El}	Janitza	UMG 604	$\pm 0,40 \%$
* vom Messwert abhängig				

3.2.4 Auswertung

Entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit ist der hydraulische Wirkungsgrad einer WDM im Modellmaßstab nach einer international anerkannten Norm zu bestimmen. Zur Auswahl stehen bei Turbinen dafür zwei anerkannte Standards:

- ASME PTC 18 – Hydraulic Turbines and Pump-Turbines der American Society of Mechanical Engineers (ASME);
- IEC-60193 – Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests der International Electrotechnical Commission (IEC).

Im Folgenden wird die IEC-60193 als Grundlage für die Versuchsanordnung, Durchführung, Berechnung und Auswertung verwendet. Grund für diese Wahl ist, dass es sich um die in Europa am weitesten verbreitete Norm im Bereich von Modellversuchen mit hydraulischen Maschinen (Turbinen und Pumpen) handelt. Aufgrund der Unterschiede der WDM zu Turbinen (z. B. freie Oberfläche Ober- und Unterstrom) müssen einige Anpassungen vorgenommen und Kompromisse bezüglich der Anwendung der IEC-60193 eingegangen werden. Im Folgenden werden die Berechnungsgrundlagen für die Auswertung der Messwerte vorgestellt.

Die wichtigste Vergleichsgröße zur Beurteilung bzw. zum Vergleich verschiedener Energiewandler ist der hydraulische Wirkungsgrad (η_{Hy}). Dieser ist als Quotient aus mechanischer Leistung (P_{Me}) an der Welle und der hydraulischen Leistung (P_{Hy}) definiert.

Hydraulische Leistung

Die im Wasser enthaltene hydraulische Leistung ist nach IEC (1999, S. 41) wie folgt definiert (zu den verwendeten Symbolen vergleiche auch Abbildung 8 auf Seite 31):

$$P_{Hy} = \Delta H Q \varrho g \quad (19)$$

mit

$$\Delta H = \frac{p_1 - p_2}{g \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + h_1 - h_2 \quad (20)$$

Bei der WDM entfallen durch die Besonderheit der freien Oberfläche die Druckterme (p_1, p_2). Damit ergibt sich ΔH vereinfacht zu:

$$\Delta H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + h_1 - h_2 = h_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (21)$$

mit

g	m s^{-2}	Erdbeschleunigung ($9,81 \text{ m s}^{-2}$)
h_1, h_2	m	Wasserstand Ober- und Unterstrom
p_1, p_2	Pa	Druck
Q	$\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$	Durchfluss
v_1, v_2	m s^{-1}	Fließgeschwindigkeit Ober- und Unterstrom
ρ_1, ρ_2	kg m^{-3}	Dichte (1000 kg m^{-3})

Die Fließgeschwindigkeiten Ober- und Unterstrom (v_1, v_2) können aufgrund der komplexen und heterogenen Fließverhältnisse unmittelbar vor und hinter dem Rad nicht direkt gemessen werden. Sie werden mittels Kontinuitätsgleichung ($Q = v A$) berechnet und sind deshalb als theoretische mittlere Fließgeschwindigkeit zu sehen. Der Einfluss der rechnerisch ermittelten Fließgeschwindigkeit in Gleichung 22 auf die Energiehöhendifferenz in Gleichung 21 ist mit einem Anteil $<0,2\%$ an der gesamten Energiehöhendifferenz von untergeordneter Bedeutung. Die Fließgeschwindigkeit wird der Vollständigkeit halber bei der Berechnung der Energiehöhendifferenz (ΔH) und somit bei der hydraulischen Leistung (P_{Hy}) berücksichtigt, könnte aber aufgrund ihres geringen Einflusses auch vernachlässigt werden.

$$v_1 = \frac{Q}{B_{Ge,1} (h_1 - h_{So})} \quad v_2 = \frac{Q}{B_{Ge,2} h_2} \quad (22)$$

mit

$B_{Ge,1}, B_{Ge,2}$	m	Gerinnebreite Ober- und Unterstrom
h_{So}	m	Höhenversatz der Sohle Oberstrom

Die Messwertnahme (Druck bzw. Höhe) erfolgt dabei unmittelbar vor bzw. nach dem Energiewandler. Aus der IEC-60193 ergibt sich, dass Spaltverluste (engl.: *volumetric losses*) oder Reibungsverluste (engl.: *disc friction losses*) als hydraulische Verluste betrachtet werden und **nicht** korrigiert bzw. herausgerechnet werden (IEC, 1999, S. 161). Es wird somit die gesamte im Wasser enthaltene Energie zur Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades (η_{Hy}) berücksichtigt.

Mechanische Leistung

Die mechanische Leistung, gemessen an der Welle des Rades, ergibt sich nach IEC (1999, S. 163) zu:

$$P_{Me} = \omega M = 2 \pi M n \quad (23)$$

mit

M	Nm	Drehmoment
n	s^{-1}	Drehzahl
ω	rad s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

Die Messung des Drehmomentes soll dabei **vor** Lager und Dichtungen erfolgen, da mechanische Verluste ($P_{V,Me}$) bei der Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades nicht berücksichtigt werden bzw. separat als mechanischer Wirkungsgrad (η_{Me}) ausgewiesen werden.

Hydraulischer Wirkungsgrad

Aus der hydraulischen Leistung (P_{Hy}) und der mechanischen Leistung (P_{Me}) ergibt sich der hydraulische Wirkungsgrad (η_{Hy}) nach IEC (1999, S. 161) zu:

$$\eta_{Hy} = \frac{P_{Me}}{P_{Hy}} \quad (24)$$

Hinweis

Es wird an dieser Stelle angemerkt, dass der Begriff *hydraulischer Wirkungsgrad* (η_{Hy}) in der Literatur nicht einheitlich definiert und verwendet wird. MOSONYI (1963) berücksichtigt beim hydraulischen Wirkungsgrad beispielsweise die auftretenden Spaltverluste und rechnet diese aus der hydraulischen Leistung (P_{Hy}) heraus. MOSONYI (1963, S. 603) argumentiert, dass das Wasser, welches am Spalt vorbeigeht, keine nutzbare Arbeit verrichtet und deshalb nicht berücksichtigt werden sollte. Auch in vielen Veröffentlichungen zur WDM wurde kein einheitliches Verfahren zur Berechnung des hydraulischer Wirkungsgrades angewendet (LINTON, 2013; SCHNEIDER, 2016; SENIOR, 2009). Weil das verwendete Verfahren oft nicht hinreichend genau beschrieben wird, ist es nicht möglich, die Ergebnisse nachzuvollziehen und miteinander zu vergleichen. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse dieser Arbeit mit anderen Wasserkraftwandlern (z.B. Turbinen) sicherzustellen, wird für die nachfolgenden Analysen nur der Wirkungsgrad, wie er oben in Anlehnung an die IEC-60193 definiert wird, verwendet. Es kann deshalb zu erheblichen Abweichungen zu den bisher zur Technologie WDM veröffentlichten Werten des hydraulischen Wirkungsgrades kommen.

3.2.5 Datenaufzeichnung und Datenverarbeitung

Im Folgenden werden die Datenaufzeichnung und Datenverarbeitung zur Leistungsmessung an der Versuchsanlage vorgestellt.

Hardware

Die Steuerung und Datenaufzeichnung der Gesamtanlage erfolgen elektronisch mit einem Compact RIO-9074 von National Instruments, in der Folge als cRIO-9074 bezeichnet. Es handelt sich hierbei um einen integrierten Echtzeit-Controller mit 400 MHz und FPGA. Die Signalaufzeichnung erfolgt über die Module NI 9201 (Analogeingangsmodule mit 8 Kanälen, 500 kS s^{-1} , 12 bit, $\pm 10 \text{ V}$) für Spannungssignale und NI 9402 (Hochgeschwindigkeits-Digital-I/O-Modul mit 4 Kanälen) für Digitalsignale. Das Ausgangssignal für die Steuerung der Bremse wird mit dem Modul NI 9263 (Analogausgangsmodule mit 4 Kanälen, 100 kS s^{-1} , 16 bit, $\pm 10 \text{ V}$) erzeugt. Im cRIO-9074 laufen alle Signale zusammen und werden an dieser Stelle zentral verarbeitet. Abbildung 22a auf der nächsten Seite zeigt den Schaltschrank mit dem verwendeten cRIO-9074. Tabelle 6 gibt einen Überblick über die Ein- und Ausgangssignale am Controller und die entsprechenden Messgrößen.

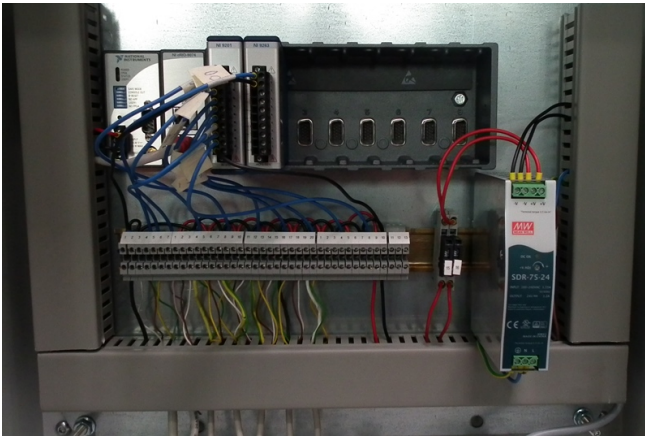
Tabelle 6: Messkanäle (Input/Output) am cRIO-9074

Kanal	Messgröße	Einheit	Signal	Bezeichnung	Bemerkung
I/0	$h_{1,1}$	m	0 bis 10 V	Wasserstand Oberstrom	PID-Regler
I/1	Q_{US}	l s^{-1}	0 bis 10 V	Durchfluss US	Überfallhöhe
I/2	$h_{2,1}$	m	0 bis 10 V	Wasserstand Unterstrom	
I/3	h_{FAA}	m	0 bis 10 V	Wasserstand FAA	nicht relevant
I/4	$h_{1,1}$	m	0 bis 10 V	Wasserstand Oberstrom	
I/5	$h_{2,2}$	m	0 bis 10 V	Wasserstand Unterstrom Rad	
I/6	n	min^{-1}	-10 bis 10 V	Drehzahl	verstärkt M2302
I/7	M	Nm	-10 bis 10 V	Drehmoment	verstärkt M2302
I/8	$h_{1,2}$	m	0 bis 10 V	Wasserstand Oberstrom Rad	
I/9	Q_{MID}	l s^{-1}	0 bis 10 kHz	Durchfluss MID	
O/0	I_{Bremse}	A	0 bis 10 V	Bremsstrom	verstärkt M2302

Die Signale vom Drehzahlgeber und Drehmomentaufnehmer werden gewandelt oder verstärkt, um im cRIO-9074 verarbeitet werden zu können. Zum Betrieb der Magnetpulverbremse muss zudem das im cRIO-9074 erzeugte Steuersignal entsprechend verstärkt werden. Diese Wandler und Verstärker sind in einem speziell für den Prüfstand der Fa. Liedtke entwickelten Controller M2302 untergebracht (siehe Abbildung 22b). Der Controller M2302 kann zwar zur eigenständigen Steuerung der Bremse genutzt werden, wird im vorliegenden Versuchsaufbau jedoch nur verwendet, um Signale aufzubereiten, zu wandeln und weiterzuleiten. Die detaillierten technischen Spezifikationen des cRIO-9074 und M2302 können den Herstellerangaben entnommen werden.

Software

LabVIEW: Die Datenaufzeichnung und Steuerung der Bremse erfolgen mittels LabVIEW basierter Software. Mit der eigens in in LabVIEW 2015 für den Versuchsstand entwickelten Steuerungssoftware werden die aktuellen Messwerte aller Sensoren am Bildschirm grafisch dargestellt und aufgezeichnet. Weiter kann mit der Software der Bremsstrom und somit die Bremsleistung der Magnetpulverbremse gesteuert werden. Hierbei sind mehrere Steuermodi (manuell, halb-automatisch und vollautomatisch) möglich.



(a) Schaltschrank mit cRIO-9074



(b) Controller M2302 von Liedtke

Abbildung 22: Schaltschrank mit cRIO-9074 und Controller M2302

Im Modus *manuell* kann der Bremsstrom über einen Schieberegler individuell eingestellt werden. Dieser Modus ist besonders zum Herunterfahren der Gesamtanlage erforderlich, um das Wasser kontrolliert ablassen zu können. Im Modus *halbautomatisch* wird ein Wasserstand Oberstrom ($h_{1,1}$) über einen Schieberegler vorgegeben, der Bremsstrom wird mittels PID-Regler (engl.: *proportional–integral–derivative controller*) so geregelt, dass der Oberwasserstand den vorgegebenen Wert erreicht und konstant gehalten wird. Im Modus *vollautomatisch* werden mehrere Wasserstände Oberstrom vorgegeben, die Anlage fährt wie im halbautomatischen Modus den ersten Wasserstand an, wartet danach bis der Regler ausgeregelt ist, zeichnet alle Messwerte über einen vorgegebenen Zeitraum auf und fährt den nächsten Wasserstand an bis alle vorgegebenen Oberwasserstände aufgezeichnet sind.

Alle im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Messungen wurden im Modus halbautomatisch durchgeführt. Dabei wird, wenn der gewünschte Wasserstand Oberstrom erreicht ist, solange gewartet, bis alle Größen (h_1 , h_2 , n , M) über einen Zeitraum von >2 min konstante Werte liefern. Sind alle Größen konstant und befindet sich die Anlage in einem stationären Zustand, wird die Aufzeichnung der Messwerte durch eine Nutzereingabe gestartet. Über eine vorher definierte Messzeit (meist 30 s) werden alle Messwerte aufgezeichnet.

Damit bei allen geplanten Messungen auch die Qualität der Drehbewegung analysiert werden kann, muss die Abtastrate ausreichend hoch sein, um Drehzahlschwankungen, beispielsweise verursacht durch die geringe Schaufelanzahl, auch bei größeren Drehzahlen erfassen zu können. Das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem besagt, dass die Abtastfrequenz (f_{Mes}) der doppelten maximal erwarteten Frequenz (f_{Max}) entsprechen muss. Somit ergibt sich für eine angenommene maximale Drehzahl von 20 min^{-1} und 12 Schaufeln eine minimale Abtastfrequenz (f_{Mes}) von 8 Hz. Weil kein gleichmäßiges sinusförmiges Signal erwartet wird, werden in den Versuchen die Signale aller Sensoren und der erzeugte Bremsstrom mit einer Abtastfrequenz von $f_{Mes} = 33 \text{ Hz}$ aufgezeichnet. Diese Überabtastung (engl.: *oversampling*) hat, bis auf die erhöhte Datenmenge, keine bekannten Nachteile, hat aber den Vorteil, dass auch Abweichungen von einem sinusförmigen Verlauf erfasst werden können. Eine noch höhere Frequenz konnte aufgrund der limitierten Datenübertragung zwischen cRIO-9074 und dem Computer nicht realisiert werden.

Für alle durchgeführten Messungen werden drei Dateien im *.csv Format erstellt: (1) Aufzeichnung aller Signale in V und Hz, (2) Aufzeichnung der in Messwerte gewandelten Signale

(z. B. m für $h_{1,1}$, min^{-1} für n etc.) und (3) Aufzeichnung der Messwerte, die jeweils über die Dauer von 1 s gemittelt werden.

R Statistik: Für alle im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Messwerte wird für die Analyse, Berechnung, Interpretation und Darstellung der Ergebnisse die freie Statistiksoftware R in der Version 3.3.1 verwendet. Als grafische Benutzeroberfläche kommt dabei RStudio in der Version 0.99.903 zum Einsatz. Alle Rechenschritte (z. B. aus Kapitel 3.2.4, S. 59), Vergleiche, Filter, Erweiterungen, Auswertungen und Ausgaben (Diagramme) werden dabei als Code programmiert. Damit bleiben die einzelnen Schritte vom Messwert (aus LabVIEW) bis zum Ergebnis bzw. zur Ausgabe nachvollziehbar und wiederholbar. Auch große Datenmengen können so übersichtlich und automatisiert verarbeitet werden, was die Fehlerquellen erheblich reduziert. Die erstellten Programme können zudem für zukünftige, vergleichbare Messungen verwendet werden. Durch die Ausgabe der Ergebnisse in Standardformaten (*.csv, *.xlsx etc.) können die Messwerte und Analyseergebnisse bei Bedarf sowohl von Bürosoftware als auch von kommerzieller Statistiksoftware, wie SPSS Statistics, weiterverarbeitet werden.

3.2.6 Versuchsdurchführung

Im Folgenden werden die im Zeitraum zwischen dem 02.12.2014 und dem 10.06.2016 durchgeführten Versuche zur Leistungsmessung vorgestellt. Bei jeder Messung wurde zunächst der Durchfluss von Hand und der gewünschte Oberwasserstand per Software eingestellt. Mit dem in der Steuerung eingebauten PID-Regler wird durch Variation der Bremsleistung und somit der Drehzahl der Oberwasserstand automatisch auf das gewünschte Niveau gebracht. Über die Wehrklappe am Ende der Versuchsrinne wird der gewünschte Unterwasserstand eingestellt. Weil durch Veränderung einer Größe (z. B. Wehrklappe) die Größen für Drehzahl und Oberwasserstand nachgeregelt werden, muss ein stationärer Betriebszustand abgewartet werden.

Befindet sich die Anlage über einen Zeitraum von mindestens 2 min in einem stationären Zustand wird eine Einzelmessung über 30 s oder mindestens 2 Umdrehungen des Rades ausgelöst. Dabei werden alle Messwerte, wie in Kapitel 3.2.5 (S. 61) beschrieben, aufgezeichnet und abgespeichert.

Zur Bestimmung einer einzelnen Leistungskurve einer Variante werden durch Variation des Durchflusses zwischen 25 und 180 l s^{-1} in Abständen von 5 bis 10 l s^{-1} Messungen durchgeführt. Dabei bleiben die Ober- und Unterwasserstände für die jeweilige Versuchsreihe konstant. Die Durchführung einer Versuchsreihe über das gesamte Abflussspektrum nimmt dabei ca. 20 Stunden in Anspruch. Der Abflussbereich für die Messungen wurde dabei so gewählt, dass die Betriebspunkte mit der maximalen mechanischen Leistung (P_{Max}) und dem maximalen hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Max}) erfasst werden.

Neben den unter Kapitel 3.2.2 (S. 53) beschriebenen geometrischen Varianten wurden auch unterschiedliche Wasserstände hinsichtlich ihres Einflusses auf die Leistung und den Wirkungsgrad der Anlage untersucht. Dabei wurden im Rahmen von Vorversuchen Messungen bei unterschiedlichen Ober- und Unterwasserständen durchgeführt, um deren Einfluss auf die Leistung, den Wirkungsgrad und die Drehzahlschwankungen der Anlage zu untersuchen. Die Hauptuntersuchung zum Vergleich unterschiedlicher geometrischer Varianten beschränkte sich anschließend auf Messungen mit einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78 \text{ m}$) und Unterwasserständen von 50, 60, 75, 80 und 100 % der Schaufellänge (l_{Sc}). Die Variation der Unterwasserstände in der Hauptuntersuchung ist notwendig, um den tatsächlichen Wirkungsgradverlauf für unterschiedliche Wasserstands-Abfluss Beziehungen im Unterwasser bestimmen zu können.

Tabelle 7 gibt eine Übersicht über die im Rahmen der Hauptuntersuchung betrachteten Varianten mit Angaben zum Untersuchungszeitraum und den jeweiligen Unterwasserständen. Die Tabelle ist nach geometrischen Varianten (Setupnummer) sortiert. Anhang C 1 listet alle im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführten Messungen chronologisch auf.

Tabelle 7: Übersicht der untersuchten Varianten

Setup	Untersuchungszeitraum		Anzahl Messungen	Unterwasserstand m
	von	bis		
111111110	30.06.2015	01.07.2015	53	0,38
111121110	07.07.2015	08.07.2015	56	0,38
111131110	14.07.2015	15.07.2015	63	0,38
111311110	02.12.2014	02.06.2015	423	0,205, 0,24, 0,293, 0,31, 0,38
111321110	10.06.2015	11.06.2015	29	0,38
111331110	16.06.2015	19.06.2015	80	0,24, 0,38
112211120	27.05.2016	10.06.2016	101	0,24, 0,31, 0,38

3.3 Versuchsaufbau und Durchführung der Messungen zur mechanischen Verlustleistung

Um den hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}) eines Wasserkraftwandlers nach IEC-60193 bestimmen zu können, muss die mechanische Leistung (P_{Me}), wie in Kapitel 3.2.4 (S. 59) beschrieben, direkt an der Welle des Rades ohne Berücksichtigung von Lager oder Getriebe gemessen werden. Weil die WDM im beschriebenen Versuchsaufbau beidseitig gelagert ist und sich die Lastabnahme aufgrund des geringen Einbauraumes auf einem höheren Niveau befindet, kann das Drehmoment nicht wie gefordert direkt an der Welle vor Lager und Dichtungen gemessen werden. Aus diesem Grund ist es erforderlich, die Verlustleistung der einzelnen Komponenten zu kennen, um die Leistung an der Welle ermitteln zu können.

Ausgangslage

Wie in Abbildung 23a schematisch dargestellt, befinden sich insgesamt sieben mechanische Komponenten im Versuchsaufbau, die berücksichtigt werden müssen: Direkt am Rad sind zwei Radialwellendichtringe (RWDR – D1, D2) und zwei Wälzlager (L3, L4), die das Rad stützen, angeordnet. Über den Zahnriemen (Z1) wird die Kraft nach oben gebracht, wo sich zwei weitere Wälzlager (L1, L2) befinden. Die obere Welle ist über eine Metallbalgkupplung (K1) an den Prüfstand gekuppelt. Die Kupplung wird dabei als verlustfrei angenommen.

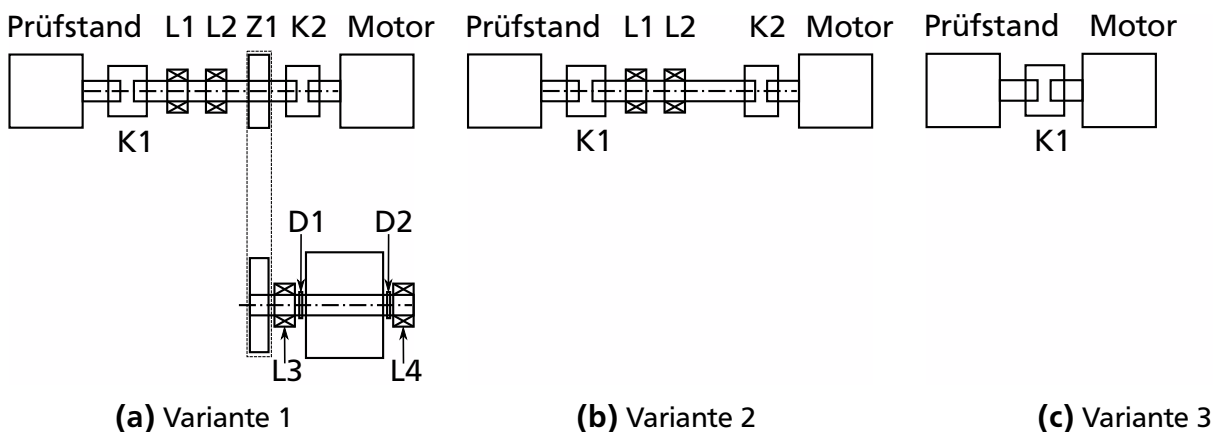


Abbildung 23: Untersuchte Varianten zur mechanischen Verlustleistung

Die mechanische Verlustleistung ($P_{V,Me}$) der einzelnen Komponenten, größtenteils verursacht durch Reibung, kann für jedes einzelne Bauteil theoretisch berechnet werden. Damit die mechanischen Verlustleistungen von Lager, RWDR und Zahnriemen auch messtechnisch erfasst und dem theoretischen Ansatz gegenübergestellt werden können, wird ein separater Versuchsaufbau realisiert, der nachfolgend beschrieben wird.

3.3.1 Aufbau

Beim realisierten Versuchsaufbau werden mit der Differenzmethode (auch als Strip-Down Verfahren bezeichnet) bei identischen Messbedingungen mehrere Messdurchläufe durchgeführt (BERLENZ, 2015, S. 53). Dabei wird bei jedem Messdurchlauf ein einzelnes Bauteil (z. B. Lager) oder Aggregat dem Antriebsstrang hinzugefügt oder davon entfernt. Die Differenz der erforderlichen Eingangsleistung zum Erzielen einer gleichen Ausgangsleistung (oder umgekehrt)

entspricht der Verlustleistung des hinzugefügten oder entfernten Bauteils. Dieses Verfahren ist insbesondere in der Motorenentwicklung weit verbreitet und wird verwendet, um die Verluste bzw. den Energiebedarf von Nebenaggregaten messtechnisch zu bestimmen.

Als Antrieb wird an der oberen Welle der Lastabnahme (40 mm Durchmesser / 280 mm Länge), auf der Seite des Zahnriemenrades, ein Getriebemotor (Schneckengetriebemotor RH 180 W der Fa. Mädler GmbH) über eine Metallbalgkupplung (BKL 30 der Fa. R+W Kupplungen) angekuppelt (siehe Abbildung 16 auf Seite 53, rote Markierung). Der Motor ist über einen Rahmen aus Aluminiumprofilen fest mit der Konstruktion der Lastabnahme verbunden.

Mit diesem Elektromotor kann eine messbare und kontrollierbare Leistung in das Gesamtsystem aus Rad (ohne Schaufeln), Zahnriemen und Lager gebracht werden und mit dem Prüfstand die mechanische Leistung am Ende des Stranges gemessen werden. Die Differenz der Eingangsleistung (elektrisch) bei gleicher Ausgangsleistung an der Welle (mechanisch) entspricht der mechanischen Verlustleistung der entfernten Komponente.

3.3.2 Untersuchte Varianten

Im vorliegenden Versuchsaufbau können nicht alle Elemente einzeln vermessen werden, da beispielsweise ein einzelnes Lager aus Stabilitätsgründen nicht entfernt werden kann. Es können jedoch zwei Gruppen von Elementen gebildet werden, bei denen der Antriebsstrang auch sinnvoll geteilt werden kann, was insgesamt drei Messdurchläufe ergibt. Bei einer ersten Messung ist die gesamte Lastabnahme angeschlossen (alle Komponenten werden angetrieben; Wasserradnabe ohne Schaufeln), bei einer zweiten wird der Zahnriemen entfernt und somit nur noch die obere Welle angetrieben und bei der dritten wird der Motor direkt an den Prüfstand gekoppelt.

Abbildung 23 auf der vorherigen Seite verdeutlicht die drei untersuchten Varianten. Die Differenz aus Variante 1 und Variante 2 ergibt die Verlustleistung der Lager L3 und L4, der RWDR D1 und D2 und des Zahnriemens Z1. Die Differenz aus Variante 2 und 3 ergibt die Verlustleistung der beiden oberen Lager L1 und L2.

3.3.3 Messwertnahme

Die Messwerte zur Bestimmung der mechanischen Leistung werden mit dem unter Kapitel 3.2.3 (S. 55) beschriebenen Prüfstand mit Magnetpulverbremse, Drehmomentaufnehmer und Drehzahlgeber aufgenommen. Die Magnetpulverbremse wird dabei genutzt, um verschiedene Laststufen des Getriebemotors anzufahren, damit verschiedene Drehmomente untersucht werden können.

Die vom Getriebemotor aufgenommene elektrische Leistung wird mit dem Leistungsmessgerät UMG 604 der Fa. Janitza electronics GmbH gemessen. Dabei wird die elektrische Leistung aller drei Phasen (L1, L2, L3) separat gemessen und durch Addition zur gesamten Wirkleistung summiert. Die Messunsicherheit für die elektrische Leistungsmessung wird vom Hersteller mit 0,4 % vom Messwert angegeben.

Tabelle 5 auf Seite 59 fasst alle verwendeten Messgeräte mit Angaben zu Hersteller, Fabrikat und Genauigkeit zusammen.

3.3.4 Auswertung

Die mechanische Leistung der einzelnen Messungen ($P_{Me,i}$) wird aus der Drehzahl (n) und dem Drehmoment (M) nach Gleichung 23 berechnet. Die aufgenommene elektrische Leistung des Getriebemotors ($P_{El,i}$) wird vom Messgerät direkt ausgegeben.

Grundlage für die Berechnung der mechanischen Verlustleistung sind die Messwerte der elektrischen Leistung. Dabei entspricht die Differenz der elektrischen Leistungsaufnahme aus Variante 1 und 2 bei gleicher Belastung (mechanische Leistung an der Welle) der mechanischen Verlustleistung $P_{V,Me,1}$ und die aus Variante 2 und 3 der mechanischen Verlustleistung $P_{V,Me,2}$. Die so ermittelten Verlustleistungen setzen sich aus den Verlustleistungen der jeweiligen Komponenten wie folgt zusammen:

- $P_{V,Me,1}$: Lager (L3 und L4), RWDR (D1 und D2), Zahnriemen (Z1)
- $P_{V,Me,2}$: Lager (L1 und L2)

Die Summe aller mechanischen Verlustleistungen (Lager, Dichtungen und Zahnriemen) ergibt sich zu:

$$P_{V,Me} = \sum_{i=1}^N P_{V,Me,i} = P_{V,Me,1} + P_{V,Me,2} \quad (25)$$

Mit der nach diesem Verfahren ermittelten mechanischen Verlustleistung ($P_{V,Me}$) kann die mechanische Leistung an der Welle (P_{Me}) ohne mechanische Verluste der Lager, Dichtungen und des Zahnriemens als Summe aus der gemessenen mechanischen Leistung am Prüfstand ($P_{Me,1}$) und der ermittelten mechanischen Verlustleistung ($P_{V,Me}$) berechnet werden.

$$P_{Me} = P_{Me,1} + P_{V,Me} \quad (26)$$

Zur Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades nach Gleichung 24 muss somit für die mechanische Leistung P_{Me} die Leistung nach Gleichung 26 eingesetzt werden.

3.3.5 Datenaufzeichnung und Datenverarbeitung

Hardware

Die Steuerung und Datenaufzeichnung des Prüfstandes erfolgen elektronisch durch den Compact RIO-9074 von National Instruments in Kombination mit dem Controller M2302 der Fa. Liedtke. Zur Messung der mechanischen Leistung und Steuerung der Bremse wird die in Kapitel 3.2.3 (S. 55) beschriebene Hardware verwendet. Die Messung der elektrischen Leistung erfolgt im Messgerät UMG 604 und wird automatisch gespeichert.

Software

LabVIEW: Die Datenaufzeichnung für Drehmoment und Drehzahl sowie die Steuerung der Bremse wird mit einer LabVIEW basierten Software realisiert. Die Bremse wird über einen Schieberegler im Programm im Drehmomentbereich des Motors zwischen 0 und 24 N m in Schritten von 1 N m manuell eingestellt und die Messung durch eine Nutzereingabe ausgelöst. Die Mess-

werte für Drehmoment und Drehzahl werden jeweils über 1 s gemittelt, mit einer Frequenz von 1 Hz aufgezeichnet und in Tabellenform im *.csv Format ausgegeben.

GridVis: Die Datenaufzeichnung der elektrischen Leistung erfolgt vollautomatisch durch das Messgerät selbst und wird im Messgerät intern gespeichert. Die Messdaten werden über die Software GridVis von Janitza ausgelesen und gespeichert. Die Messwerte für die elektrische Leistung werden ebenfalls über 1 s gemittelt und die Werte mit einer Frequenz von 1 Hz in Tabellenform im *.csv Format ausgegeben.

R Statistik: Die Ergebnisse beider Messungen (mechanische Leistung, elektrische Leistung) werden unter Berücksichtigung des Zeitstempels in R zusammengeführt und analysiert. Zunächst werden die Ausreißer ($> \bar{P}_{El,i} \pm 3 \sigma_{P_{El,i}}$; siehe Gleichungen 27 und 28) eliminiert, sodann aus den verbleibenden Messwerten der Mittelwert ($\bar{P}_{El,i}$) gebildet und die Standardabweichung ($\sigma_{P_{El,i}}$) bestimmt. Diese zusammengefassten Werte bilden die Grundlage für die Auswertung.

3.3.6 Versuchsdurchführung

Die Versuche zur mechanischen Verlustleistung werden bei einer Raddrehzahl von 6 min^{-1} durchgeführt, bei der auch die höchsten Wirkungsgrade der Anlage erwartet werden. Der verwendete Getriebemotor (Schneckengetriebemotor RH 180 W der Fa. Mädler GmbH) wurde so gewählt, dass er über den gesamten Leistungsbereich eine nahezu konstante Drehzahl von 18 min^{-1} (Übersetzung Zahnriemen $i = 1 : 3$) liefert. Auf eine Variation der Drehzahl wurde verzichtet, da die theoretisch ermittelten Verluste über den gesamten Drehzahlbereich der Anlage nahezu konstant sind. Für jeden Messdurchlauf der drei untersuchten Varianten werden durch Erhöhung der Bremsleistung am Prüfstand mehrere Lastpunkte bzw. Drehmomente angefahren. Es werden dabei Drehmomente zwischen 12 und 20 N m in Schritten von 2 N m geprüft. Das ergibt pro Messdurchlauf fünf Messpunkte. An jedem Messpunkt werden die Messwerte über eine Dauer von 30 min aufgezeichnet und jeweils die letzten 15 min ausgewertet. Dieses Vorgehen ist angezeigt, damit der Motor seine Betriebstemperatur erreicht und die Messung in einem konstanten Bereich erfolgen kann. Zur Mittelwertbildung stehen somit pro Lastpunkt und Messdurchlauf 900 Messwerte zur Verfügung (1 Messwert pro s über 15 min). Die Messungen zur mechanischen Verlustleistung werden dabei jeweils während des Umbaus des Rades durchgeführt. Durch das Messen vor und nach jedem Versuchsblock können auftretende Veränderungen oder Verschleiß der Lager identifiziert werden.

3.4 Messunsicherheit

Im folgenden Unterkapitel wird der Umgang mit Messunsicherheiten für die Auswertung der Ergebnisse erläutert. Beginnend mit einer allgemeinen Betrachtung wird sodann die Anwendung auf die Messgrößen und die berechneten Parameter (Fehlerfortpflanzung) dargestellt.

3.4.1 Allgemein

Bei jeder Messung an physikalischen Modellen treten naturgemäß Messunsicherheiten auf. Jeder durch Messung gewonnene Wert hat somit einen Unsicherheitsbereich, in welchem sich der *wahre Wert*, der nicht exakt bestimmt werden kann, mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit befindet. Messunsicherheit wird üblicherweise in systematische (engl.: *systematic uncertainty*) und zufällige (engl.: *random uncertainty*) Unsicherheit unterteilt, wobei jede dieser Kategorien absolut oder relativ dargestellt werden kann. Den beiden Kategorien können folgende mögliche Ursachen zugeordnet werden:

- **Systematisch:** Messgeräteabweichung, Ablesefehler (z. B. Parallaxe), Kalibrierungsfehler, Einfluss von Wärme, Vibrationen etc. auf das Messergebnis;
- **Zufällig:** Nicht beherrschbare Einflüsse der Messgeräte, der Umgebung oder Änderung der Messgröße während der Messung.

Systematische Unsicherheit ist von den gewählten Messinstrumenten und von der Person, die die Messung durchführt, abhängig. Ist ein Teil der systematischen Unsicherheit bekannt (z. B. Nullpunktverschiebung), kann diese bei der Auswertung berücksichtigt bzw. korrigiert werden. Unbekannte systematische Unsicherheiten (z. B. Ablesefehler) können bei Einfachmessung nur abgeschätzt werden und müssen bei der Analyse entsprechend berücksichtigt werden. Grundsätzlich kann systematische Unsicherheit durch geeignete Wahl der Messgeräte sowie regelmäßige Kalibrierung und Überprüfung weitestgehend eliminiert werden (KAMKE, 2014, S. 17).

Die zufällige – auch statistische – Unsicherheit tritt auch bei exakter Wiederholung von Messungen auf. Das Messergebnis liegt in einem Streubereich und schwankt nach Betrag und Vorzeichen zufallsbedingt (MAUL und DAMMEYER, 2012). Mit einer ausreichenden Anzahl Messwerte lässt sich die zufällige Unsicherheit mit statistischen Methoden (Fehlerrechnung) berechnen und somit quantifizieren. Ob eine Unsicherheit systematisch oder zufällig ist, muss für das jeweilige Experiment bestimmt werden und kann nicht grundsätzlich festgelegt werden (KAMKE, 2014, S. 15).

Die Analyse der Messunsicherheit ist bei physikalischen Experimenten eine wichtige Grundlage zur Beurteilung der Genauigkeit von Messwerten. Diese durchzuführen ist wichtig, um die Glaubwürdigkeit der Untersuchung zu untermauern und die Aussagekraft der Experimente zu stärken. Laut KAMKE (2014) ist eine ehrliche und verlässliche Aussage über die Qualität der Messergebnisse bzw. der daraus abgeleiteten Größen erst mit einer angemessenen Analyse möglich.

Bei allen bisher durchgeführten Untersuchungen zur WDM (siehe Kapitel 2.2.2, S. 12) wurde nur von PAUDEL (2016) eine betreffende Analyse durchgeführt. SENIOR (2009) weist zwar auf die Genauigkeit der verwendeten Messgeräte hin bzw. schätzt diese ab, nimmt aber keine weitergehende Analyse zur Fehlerfortpflanzung und somit zum Einfluss der einzelnen Messgrößen auf die berechneten Parameter (Leistung und Wirkungsgrad) vor.

Die Vorgehensweise zur Bestimmung von Unsicherheit ist in der Literatur uneinheitlich. Zudem existieren unterschiedliche Begriffsdefinitionen und -verwendungen. In der deutschen Literatur wird beispielsweise häufig auch der Begriff *Messfehler* als Synonym für Messunsicherheit verwendet. Das Joint Committee for Guides in Metrology (JCGM) hat einen weit verbreiteten Leitfaden (*Guide to the expression of uncertainty in measurement*) zum Umgang mit Messunsicherheit bei Messungen erarbeitet (JCGM, 2008). Dieser ist in der Fachwelt jedoch nicht unumstritten (GRABE, 2014).

Weil es kein einheitliches standardisiertes Verfahren gibt, muss für jedes Experiment ein passendes Vorgehen gewählt und beschrieben werden. Im vorliegenden Fall orientiert sich die Berechnung der Messunsicherheit an der zur Auswertung verwendeten IEC-60193. Diese stützt sich bezüglich Definition und Vorgehensweise auf JCGM (2008).

3.4.2 Anwendung auf die Messgrößen

Für jede im beschriebenen Versuch ermittelte Messgröße (Wasserstände (h_1, h_2), Durchfluss (Q), Drehzahl (n) und Drehmoment (M)) gibt es je eine systematische Unsicherheit ($\delta_{x, sy}$) und eine zufällige Unsicherheit ($\delta_{x, zu}$).

Die systematische Unsicherheit ($\delta_{x, sy}$) ist abhängig von den verwendeten Messinstrumenten. Das nach IEC-60193 angestrebte Konfidenzniveau von 95 % für systematische Unsicherheit kann manchmal den Herstellerangaben der Messinstrumente entnommen werden. Oft wird jedoch in den Datenblättern eine nicht konkreter definierte *Genauigkeit* angegeben. Was diese Genauigkeit bedeutet und welches Konfidenzniveau der Angabe zugrunde liegt, bleibt dabei meist unklar. Auch im vorliegenden Fall gibt es für die systematische Messunsicherheit keine Herstellerangaben für das angestrebte Konfidenzniveau von 95 %. Eine Kalibrierung der Messgeräte im eingebautem Zustand, wie nach IEC-60193 vorgesehen, ist ebenfalls nicht möglich. Nach Rücksprache mit den Herstellern, wird im Folgenden angenommen, dass die jeweils angegebene *Genauigkeit* der systematischen Messunsicherheit mit einem Konfidenzniveau von mindestens 95 % entspricht. Für die weitere Analyse der Messunsicherheit werden für die systematische Unsicherheit ($\delta_{x, sy}$) die in Tabelle 5 auf Seite 59 dargestellten Werte für die *Genauigkeit* übernommen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Angaben teilweise vom Messwert abhängig sind.

Die zufällige, absolute Unsicherheit ($\delta_{x, zu}$) wird auf Basis der aufgezeichneten Messwerte (x) für jede Messreihe separat nach den Vorgaben der IEC-60193 ausgewertet. Es wird dabei von einer Normalverteilung der Messwerte ausgegangen und ein Konfidenzniveau von 95 % angestrebt. Grundlage für die Berechnung sind der Mittelwert (\bar{x}), die Standardabweichung (σ_x), der Standardfehler (engl.: *standard deviation of the mean*) ($\sigma_{\bar{x}}$) und der t-Faktor (t) für das angestrebte Konfidenzniveau.

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (27)$$

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (28)$$

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma_x}{\sqrt{N}} \quad (29)$$

Die zufällige, relative Unsicherheit ($\delta_{x,Zu}/x$) berechnet sich für ein Konfidenzniveau von 95 % mit $t = 1,96$ für eine ausreichend große Anzahl Messwerte ($N > 60$) zu (IEC, 1999, S. 551):

$$\frac{\delta_{x,Zu}}{x} = \frac{\sigma_{\bar{x}} t}{\bar{x}} \quad (30)$$

Die Kombination aus systematischer und zufälliger Unsicherheit ergibt die gesamte Unsicherheit einer Messgröße, die hier in ihrer relativen Form dargestellt ist (IEC, 1999, S. 351):

$$\frac{\delta_x}{x} = \sqrt{\left(\frac{\delta_{x,Sy}}{x}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{x,Zu}}{x}\right)^2} \quad (31)$$

Beispiel

Am Beispiel des Durchflusses (Q) einer zufällig gewählten Messreihe (30.04.2015, 12:08) wird die Berechnung der gesamten Unsicherheit vorgestellt. Die systematische, relative Unsicherheit wird für die Messung über das Thomson Wehr mit $\delta_{Q,Sy}/Q = 0,8\%$ angegeben (siehe Tabelle 5 auf Seite 59). Für die Berechnung der zufälligen, relativen Unsicherheit wird auf die über eine Dauer von 30 s wurden $N = 1106$ Messwerte zurückgegriffen. Aus dem Datensatz werden der Mittelwert ($\bar{Q} = 66,01 \text{ s}^{-1}$), die Standardabweichung ($\sigma_Q = 1,11 \text{ s}^{-1}$) und der Standardfehler ($\sigma_{\bar{Q}} = 0,031 \text{ s}^{-1}$) bestimmt. Mit einem t-Faktor ($t = 1,96$) für ein Konfidenzniveau von 95 % ergibt sich die zufällige, relative Unsicherheit zu:

$$\frac{\delta_{Q,Zu}}{Q} = \frac{\sigma_{\bar{Q}} t}{\bar{Q}} = \frac{0,031 \text{ s}^{-1} \cdot 1,96}{66,01 \text{ s}^{-1}} = 0,1\% \quad (32)$$

Die gesamte Unsicherheit für die Durchflussmessung ergibt sich aus der systematischen und zufälligen Unsicherheit nach Gleichung 31:

$$\frac{\delta_Q}{Q} = \sqrt{\left(\frac{\delta_{Q,Sy}}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{Q,Zu}}{Q}\right)^2} = \sqrt{0,8^2 + 0,1^2} = 0,81\% \quad (33)$$

Der Durchfluss aus oben genannter Messung beträgt bei einem Konfidenzniveau von 95 % mit Angabe zur gesamten, absoluten Unsicherheit $Q \pm \delta Q = 66,0 \pm 0,51 \text{ s}^{-1}$. Alle im Folgenden angegebenen Unsicherheiten für die Wasserstände, den Durchfluss und das Drehmoment werden mit dieser Methodik berechnet. Besonderheiten, insbesondere bei den Wasserständen (systematische Unsicherheit umgekehrt proportional zum Messwert), werden dabei entsprechend berücksichtigt. Weil die Drehzahl während der Versuche zur Leistungsmessung schwankt, wird die zufällige Unsicherheit der Drehzahlmessung (δn_{Zu}) durch Messung der Drehzahl eines Getriebemotors ermittelt und für alle Leistungsmessungen als konstant angenommen.

3.4.3 Fehlerfortpflanzung

Meistens kann die gesuchte Größe nicht durch eine direkte Messung bestimmt werden (z. B. wird eine Rechteckfläche durch Multiplikation der gemessenen Seitenlängen bestimmt). Bei den Untersuchungen zu Wasserkraftwandlern interessieren insbesondere die Leistung (P_{Hy} , P_{Me}) und der hydraulische Wirkungsgrad (η_{Hy}), welche sich aus den Messgrößen für Wasserstände (h_1 , h_2), Durchfluss (Q), Drehzahl (n), Drehmoment (M) und mechanischer Verlustleistung ($P_{V,Me}$) zusammensetzen (siehe Gleichungen 19, 23, 24 und 26). Die in den einzelnen Messgrößen enthaltene Messunsicherheit pflanzt sich in den daraus berechneten Parametern fort. Somit setzt sich die Messunsicherheit berechneter Parameter aus den Unsicherheiten der einzelnen Messgrößen zusammen.

Gaußsches Fehlerfortpflanzungsgesetz

Die Unsicherheit für einen aus mehreren Messwerten berechneten Parameter wird mit dem Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz beschrieben. Dabei werden die Unsicherheiten der einzelnen Messwerte, die mit einem Konfidenzniveau behaftet sind, weiterverarbeitet. Das Ergebnis dieser Berechnung, das mit dem gleichen Konfidenzniveau wie die Eingangswerte behaftet ist, spiegelt die gesamte Unsicherheit des berechneten Parameters wieder. Für den allgemeinen Fall einer Funktion $E(x_1, x_2, \dots, x_n)$ mit voneinander unabhängigen Messgrößen x_i und den dazugehörigen absoluten Unsicherheiten δx_i , kann das Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz wie folgt beschrieben werden (MOFFAT, 1982, S. 254):

$$\delta E = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial E}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2} \quad (34)$$

Dabei können die systematischen und zufälligen Unsicherheiten jeweils getrennt oder auch gemeinsam betrachtet werden (IEC, 1999, S. 351). Für alle im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführten Messungen wird das Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz für die Analyse der enthaltenen Messunsicherheit angewendet. Für alle berechneten Parameter (z. B. H , P_{Hy} , P_{Me} , η_{Hy}) wird die Berechnung der gesamten Messunsicherheiten in Anhang B 1 dargestellt und an einem Beispiel verdeutlicht.

Lineares Fehlerfortpflanzungsgesetz

In der Literatur findet sich auch der Ansatz der linearen Fehlerfortpflanzung (KAMKE, 2014). Voraussetzung hierfür ist, dass es sich, wie bei der Gaußschen Fehlerfortpflanzung, um unabhängige Messgrößen handelt und die Unsicherheit Δx_i im Vergleich zum Messwert x_i sehr viel kleiner ist. Die Unsicherheit Δx_i ist dabei **nicht** mit einem Konfidenzniveau behaftet. Das Ergebnis der linearen Fehlerfortpflanzung gibt die *maximale Unsicherheit* des Ergebnisses in der unrealistischen Kombination der ungünstigsten Werte bzw. Unsicherheiten wieder.

Allgemein kann die maximale Unsicherheit ΔE einer Ergebnisgleichung $E(x_1, x_2, \dots, x_n)$ mit den einzelnen Messgrößen x_i und den absoluten Unsicherheiten Δx_i mit dem linearen Fehlerfortpflanzungsgesetz wie folgt zusammengefasst werden:

$$\Delta E = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial E}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \quad (35)$$

Das Ergebnis aus Gleichung 35 gibt immer die maximale Unsicherheit an. Die Berechnung der gesamten maximalen Messunsicherheiten wird für die wichtigsten Parameter in Anhang B 2 dargestellt.

Die Anwendung des linearen Fehlerfortpflanzungsgesetzes eignet sich insbesondere, wenn nur Einzelmessungen vorliegen und lediglich eine Einordnung der Qualität der Messergebnisse gefordert ist. Aus diesem Grund wird dieses Verfahren zur Ermittlung der Messunsicherheiten der bisherigen Untersuchungen (siehe Kapitel 4.2.6, S. 96) zum Vergleich mit den Ergebnissen dieser Untersuchung angewendet.

4 Ergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchungen im Detail vorgestellt. Zunächst werden die Ergebnisse zur mechanischen Verlustleistung behandelt, weil diese als Grundlage für die Auswertung der Versuche zur Leistungsmessung notwendig sind. Anschließend werden die Ergebnisse zu den allgemeinen Kennwerten, den Spaltmaßuntersuchungen, den Drehzahl-schwankungen und den geometrischen Varianten vorgestellt und diskutiert.

In diesem Kapitel werden zur besseren Übersicht nur ausgewählte Messergebnisse in Form von Diagrammen dargestellt. Für weiterführende Informationen und Details wird auf entsprechende Abschnitte im Anhang verwiesen.

4.1 Mechanische Verlustleistung

Im Folgenden werden die Ergebnisse zu den Messungen der mechanischen Verlustleistung vorgestellt. Sie bilden die Grundlage für die Ermittlung der mechanischen Leistung und des hydraulischen Wirkungsgrades der Folgekapitel und werden deshalb vorangestellt.

Ergebnisse

Theorie: Die mechanische Verlustleistung der einzelnen Komponenten (Lager, Dichtung etc.) kann auf Basis theoretischer Berechnung bestimmt werden. Tabelle 8 auf der nächsten Seite zeigt die theoretisch ermittelte Verlustleistung der einzelnen Komponenten. Berechnungsgrundlage hierfür sind Herstellerangaben und einschlägige Literatur (u.a. WITTEL et al., 2015). In Summe ergibt sich für alle relevanten Komponenten des Antriebstrangs eine **theoretische mechanische Verlustleistung** von **4,68 W**.

Messung: Abbildung 24a auf der nächsten Seite zeigt beispielhaft die Messergebnisse einer Versuchsreihe zur mechanischen Verlustleistung. Zur besseren Übersicht werden nur die Messwerte für einen Messdurchgang und nur die Varianten 1 und 2 dargestellt (vgl. 23 auf Seite 66). Dabei wird deutlich, dass im untersuchten Bereich zwischen 12 und 20 Nm die vom Getriebemotor aufgenommene elektrische Leistung ungefähr linear zum gemessenen Drehmoment am Prüfstand verläuft. Werden die erfassten Einzelwerte der elektrischen Leistung, wie in Kapitel 3.3.5 (S. 68) beschrieben, um Ausreißer reduziert und für jede Laststufe der Mittelwert, die Standardabweichung, der Standardfehler und die Messunsicherheit bestimmt, kann die Darstellung in Abbildung 24b auf der nächsten Seite daraus abgeleitet werden. Dabei ist klar zu erkennen, dass ein linearer Zusammenhang existiert und, dass beide Regressionsgeraden nahezu parallel verlaufen. Der Versatz der beiden Geraden in y-Richtung entspricht dabei der Verlustleistung der jeweils entfernten Komponenten. Die in Abbildung 24b dargestellten Messunsicherheiten setzen sich aus der systematischen Unsicherheit ($\delta P_{El,i,Sy}/P_{El,i,Sy} = 0,4\%$, siehe Tabelle 5 auf Seite 59) und der zufälligen Unsicherheit ($\delta P_{El,i,Zu}$ nach Gleichung 31) zusammen.

Im Beispiel in Abbildung 24b beträgt die Differenz zwischen Variante 1 und Variante 2 über alle Laststufen $3,7 \pm 1,2$ W. Das entspricht der mechanischen Verlustleistung der Lager (L3, L4), der Radialwellendichtringe (RWDR – D1, D2) und des Zahnriemens (Z1). Für die gleiche Messreihe beträgt die Differenz zwischen Variante 2 und 3 dabei über alle Laststufen $0,5 \pm 1,2$ W, was den Lagern (L1, L2) entspricht.

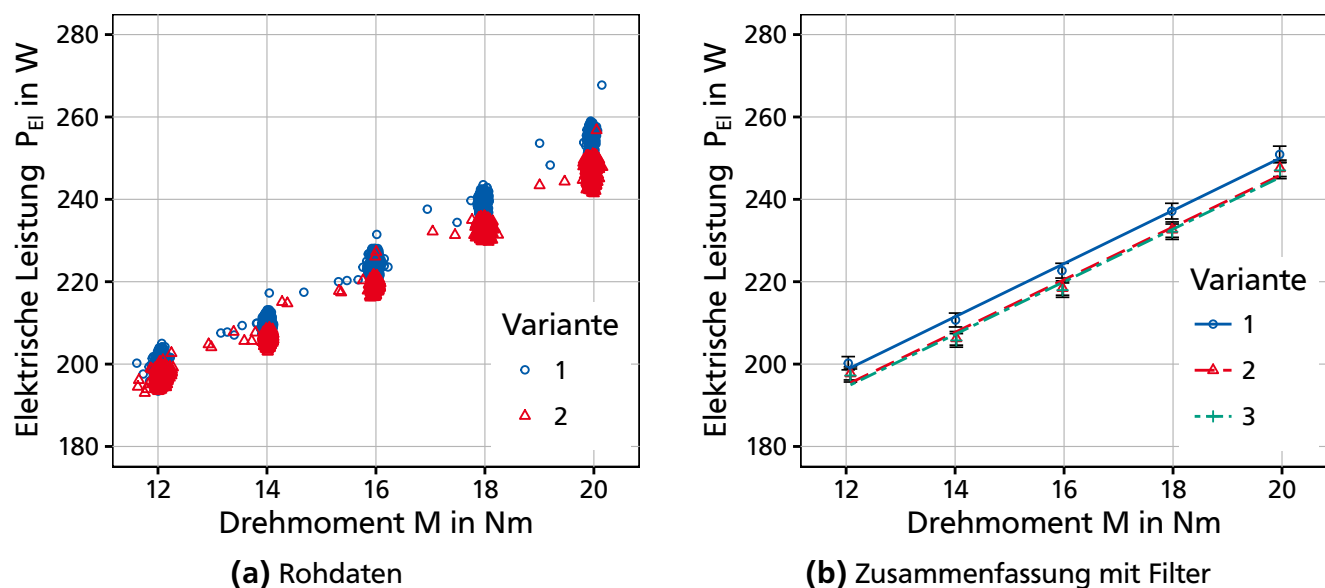


Abbildung 24: Versuchsergebnisse zur mechanischen Verlustleistung $P_{V,Me}$ (zur besseren Übersicht in Abbildung 24a ohne Variante 3)

Vor und nach jedem Versuchsblock mit unterschiedlichen Schaufelformen wurde die Verlustleistung der mechanischen Komponenten der beiden beschriebenen Baugruppen messtechnisch erfasst und ausgewertet. Eine Veränderung über das Maß der Messunsicherheit hinaus konnte über die Dauer der durchgeführten Versuche nicht festgestellt werden. Tabelle 8 fasst die Ergebnisse zur Untersuchung der mechanischen Verlustleistung für die beiden Baugruppen zusammen. Bei den angegebenen Werten handelt es sich um die aus mehreren Messungen ermittelten Mittelwerte, die von den in Abbildung 24b enthaltenen Daten geringfügig abweichen.

Die **messtechnisch ermittelten mechanischen Verlustleistung** ($P_{V,Me}$) beträgt im Mittel $4,9 \pm 1,3$ W.

Tabelle 8: Mechanische Verlustleistung: Theoretische Berechnung und Messung

Komponente	Fabrikat	Kürzel	Verlustleistung Theorie	Verlustleistung Messung
Lager 1	SKF SY 50 TR	$P_{V,L1}$	0,414 W	} 0,86 W } 0,5 \pm 1,2 W
Lager 2	SKF SY 50 TR	$P_{V,L2}$	0,449 W	
Lager 3	SKF SY 40 TR	$P_{V,L3}$	0,134 W	
Lager 4	SKF SY 40 TR	$P_{V,L4}$	0,151 W	
RWDR 1	WDR 52x68x8 B1	$P_{V,D1}$	0,016 W	} 3,82 W } 4,4 \pm 1,3 W
RWDR 2	WDR 52x68x8 B1	$P_{V,D2}$	0,016 W	
Zahnriemen	HTD 14M-HP 40	$P_{V,Z1}$	3,5 W	
Summe		$P_{V,Me}$	4,68 W	4,9 \pm 1,3 W

Diskussion

Der Messwert für die mechanische Verlustleistung überschreitet mit $4,9 \pm 1,3$ W den theoretisch ermittelten Wert von 4,68 W geringfügig bzw. liegt im Unsicherheitsbereich der durchge-

fürten Messung. Die Übereinstimmung kann, unter Berücksichtigung der verwendeten Maschine (Getriebemotor) und Messgeräte, als sehr gut beurteilt werden.

Die Messunsicherheit hingegen entspricht mit $\delta P_{V,Me} = \pm 1,3 \text{ W}$ einer relativen Messunsicherheit von $\delta P_{V,Me}/P_{V,Me} = \pm 26 \%$. Die Messunsicherheit ist somit bezogen auf die Messgröße sehr hoch. Dies ist auf folgende Gründe zurückzuführen:

1. Das Messgerät zur Messung der elektrischen Leistungsaufnahme des Getriebemotors ist zwar mit einer systematischen Unsicherheit von $\pm 0,4 \%$ vergleichsweise genau. Durch die Subtraktion von zwei gemessenen elektrischen Leistungen (z. B. $P_{EL,1}$ und $P_{EL,2}$) ergibt sich eine Differenz von nur wenigen Watt, diese ist jedoch mit den Unsicherheiten der ursprünglichen, vergleichsweise großen Messwerte ($> 200 \text{ W}$) behaftet.
2. Der Drehmomentaufnehmer TRS 200 am Prüfstand ist mit einem Messbereich von 0 bis 200 Nm und einer systematischen Unsicherheit von $\pm 1 \text{ Nm}$ für die Messung der verwendeten Laststufen (12 bis 20 Nm in Schritten von 2 Nm) für diesen Versuch nicht optimal geeignet.
3. Die Messung der aufgenommenen Leistung am Elektromotor unterliegt vergleichsweise starken Schwankungen (siehe Abbildung 24a auf der vorherigen Seite).

Der erste Grund erklärt den größten Teil der Unsicherheit. Eine Reduzierung ist nur durch direkte Messung des Drehmomentes an der Antriebswelle des Elektromotors mittels eines zusätzlichen, sehr präzisen Drehmomentaufnehmers. Ein Ersatz des vorhandenen Drehmomentaufnehmers mit einem Fabrikat, das für einen Messbereich $\leq 20 \text{ Nm}$ optimiert ist, würde die Unsicherheit von Ziffer 2. reduzieren. Beides konnte im vorliegenden Fall aus Kostengründen nicht realisiert werden. Der dritte Aspekt ist im vorliegenden Fall von untergeordneter Bedeutung, da eine Vielzahl an Einzelmessungen (900 Einzelmessungen für einen Punkt) vorliegen und die Streuung zufallsbedingt ist.

Weil eine gute Übereinstimmung zwischen der Messung und den theoretisch ermittelten Werten für die mechanische Verlustleistung festgestellt werden konnte, wird der gemessene Wert trotz der vorhandenen Unsicherheit für die Bestimmung der mechanischen Leistung (P_{Me}) nach Gleichung 26 verwendet. Somit gilt im Folgenden für alle durchgeführten Leistungsmessungen:

$$P_{Me} = P_{Me,1} + P_{V,Me} = P_{Me,1} + 4,9 \pm 1,3 \text{ W} \quad (36)$$

Zusammenfassung

Mit dem Versuchsaufbau zur Messung der Verlustleistung der vorhandenen mechanischen Komponenten konnte die mechanische Verlustleistung von zwei Baugruppen messtechnisch erfasst werden. Die Messungen wurden zu unterschiedlichen Zeitpunkten durchgeführt, signifikante Unterschiede zwischen den einzelnen Messungen konnten im zeitlichen Verlauf nicht festgestellt werden. Die Summe der mittleren mechanischen Verlustleistungen beträgt dabei $4,9 \pm 1,3 \text{ W}$ und entspricht ungefähr der Summe der theoretisch ermittelten Verlustleistungen von $4,68 \text{ W}$. Die im Messwert enthaltene Messunsicherheit ist bezogen auf den Messwert allerdings groß. Trotz der enthaltenen Messunsicherheit wird der gemessene Wert von $4,9 \pm 1,3 \text{ W}$ für die Ermittlung der mechanischen Leistung an der Welle im Folgenden verwendet. Somit gilt für die Berechnung der mechanischen Leistung an der Welle Gleichung 36.

4.2 Allgemeine Kennwerte

Dieses Unterkapitel behandelt die Ergebnisse aller untersuchten geometrischen Varianten (Setups) und konzentriert sich dabei auf allgemein gültige Aussagen, ohne auf Details der Geometrie (Spaltmaß, Schaufelaufsätze und Schaufelform) einzugehen. Unterschiede bezüglich der untersuchten geometrischen Varianten werden in den Unterkapiteln 4.3 und 4.5 vorgestellt und diskutiert.

Zunächst wird die Dimensionsanalyse vorgestellt. Anschließend erfolgt eine allgemeine Überprüfung der bisher formulierten Beziehungen von Drehzahl zu Durchfluss und Drehzahl zu Drehmoment sowie des Einflusses der Wasserstände Ober- und Unterstrom auf die Leistungskennwerte. Im Weiteren werden die Ergebnisse für die mechanische Leistung, den hydraulischen Wirkungsgrad und die Messunsicherheit behandelt.

4.2.1 Dimensionsanalyse

Untersuchung

Zum Vergleich verschiedener Varianten und Modellgrößen wird in der Turbinen- und Pumpentechnik häufig die Methode der Dimensionsanalyse angewendet. Im Folgenden wird die in der Turbinentechnik gängige Methode kurz vorgestellt und auf die Ergebnisse angewendet.

Mit dem Buckingham'schen Π -Theorem ist es möglich, aus mehreren Einflussgrößen dimensionslose Kennzahlen zu ermitteln, auch wenn der genaue Zusammenhang zwischen den Einflussgrößen nicht bekannt ist (z. B. als Gleichung). In der Turbinentechnik werden folgende sieben Einflussgrößen verwendet:

Q	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$	$L^3 T^{-1}$	Durchfluss
$\Delta H g \varrho$	N m^{-2}	$M L^{-1} T^{-2}$	Druckhöhendifferenz
P	W	$M L^2 T^{-3}$	Leistung
d_A	m	L	Außendurchmesser
n	s^{-1}	T^{-1}	Drehzahl
ϱ	kg m^{-3}	$M L^{-3}$	Dichte
μ	Pa s	$M L^{-1} T^{-1}$	Viskosität

Nach dem Buckingham'schen Π -Theorem können aus den sieben Einflussgrößen und den drei Basisdimensionen (Länge (L), Zeit (T), Masse (M)) vier dimensionslose Kennzahlen formuliert werden (HERWIG, 2008, S. 53).

$$\Pi_1 = \frac{Q}{n d_A^3} \quad \Pi_2 = \frac{\Delta H g}{n^2 d_A^2} \quad \Pi_3 = \frac{P}{\varrho n^3 d_A^5} \quad \Pi_4 = \frac{\varrho n d_A^2}{\mu} \quad (37)$$

Ergebnisse

Wird Π_1 auf der x-Achse und Π_2 oder Π_3 auf der y-Achse aufgetragen, ergibt sich, wenn die Einflussgrößen richtig gewählt und das Buckingham'sche Π -Theorem richtig angewendet wurde, ein funktionaler Zusammenhang. Bereits die Auswertung einer zufällig gewählten Messreihe (Setup 111311110), dargestellt in Abbildung 25 auf der nächsten Seite, macht deutlich, dass

die Werte erheblich streuen und kein allgemeingültiger Zusammenhang für alle Ober- und Unterwasserstände erkennbar ist. Auch die Auswertung aller anderen Setups und Untersuchungen ergibt ein ähnliches Bild. Die in den Messwerten enthaltene Messunsicherheit kann dabei als Ursache für die Abweichungen ausgeschlossen werden.

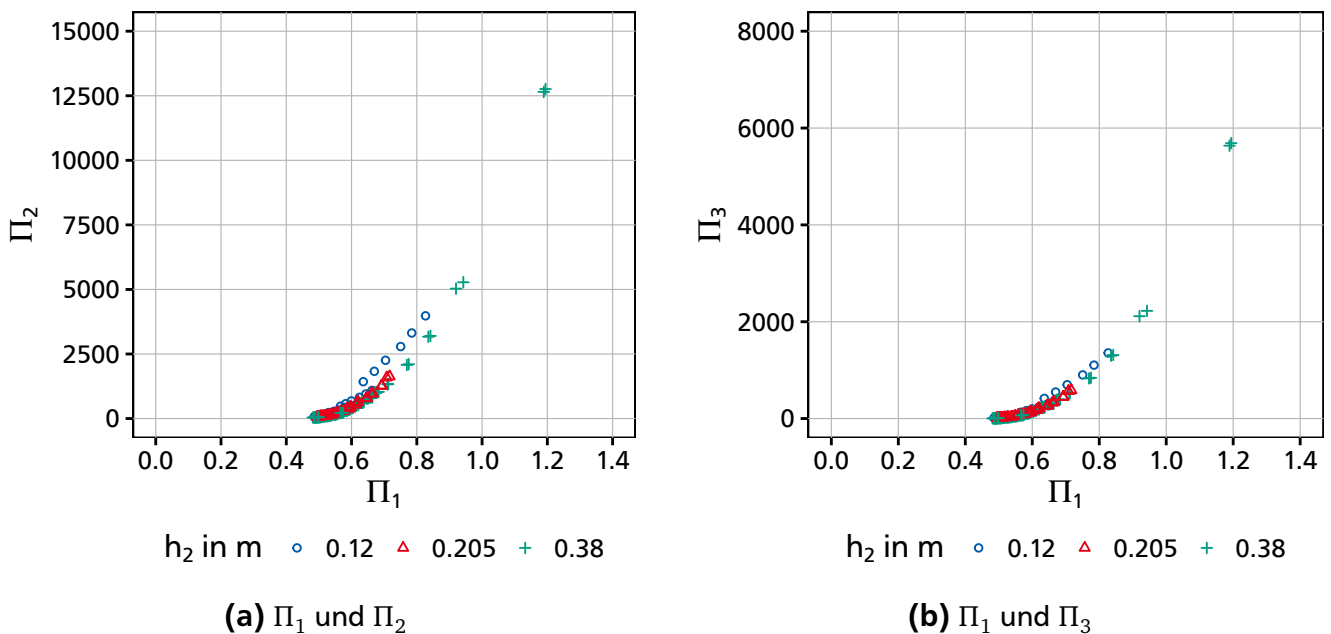


Abbildung 25: Ergebnisse zur Dimensionsanalyse am Beispiel von Setup 111311110

Diskussion

Das Standardverfahren aus der Turbinentechnik kann nicht ohne Weiteres auf das System der Wasserdruckmaschine (WDM) angewendet werden. Vermutlich ist aufgrund der unterschiedlichen Wasserstände Ober- und Unterstrom die für die Anwendung des Verfahrens zwingend erforderliche geometrische Ähnlichkeit nicht gegeben. Die Geometrie des Rades bleibt zwar gleich, die Strömungsverhältnisse (Geschwindigkeitsvektoren) direkt am Rad ändern sich jedoch in Richtung und Betrag und beeinflussen damit das Gesamtsystem. Ein funktionaler Zusammenhang kann somit nicht über alle Betriebszustände, sondern nur für Daten mit gleichem Ober- oder Unterwasserstand, wie am Beispiel in Abbildung 25a deutlich zu erkennen ist, hergestellt werden. Die mit der Dimensionsanalyse ermittelten Zusammenhänge sind also nicht allgemein, sondern nur für einen bestimmten Betriebszustand (Wasserstandskombination) gültig. In der Folge wird daher auf die Verwendung dimensionsloser Kennzahlen verzichtet.

Zusammenfassung

Die Dimensionsanalyse, wie sie in der Turbinentechnik angewendet wird, ist für den Vergleich unterschiedlicher Varianten bei der WDM nicht geeignet. Unterschiedliche Betriebszustände (Wasserstände) können damit nicht abgebildet werden. Das Verfahren kommt deshalb nur bei konstanten Wasserständen zum Skalieren vom Modell- auf den Realmaßstab in Frage.

4.2.2 Drehzahl-Durchfluss und Drehzahl-Drehmoment Beziehung

Zu Beginn dieser Auswertung steht die Überprüfung der bisher formulierten Zusammenhänge bezüglich der Technologie WDM. Im Fokus stehen insbesondere die formulierten linearen Zusammenhänge von Drehzahl zu Durchfluss und von Drehzahl zu Drehmoment.

Ergebnisse

In Abbildung 26 auf der nächsten Seite werden die Zusammenhänge von Drehzahl zu Durchfluss und von Drehzahl zu Drehmoment an einem zufällig gewählten Datensatz (Setup: 111311110, $h_1 = 0,78\text{ m}$, $h_2 = 0,38\text{ m}$), der den Sachverhalt repräsentativ wiedergibt, aufgezeigt. Dabei wird in Abbildung 26a deutlich, dass ein eindeutiger linearer Zusammenhang von Drehzahl zu Durchfluss über das gesamte untersuchte Abflussspektrum zwischen 25 und 180 l s^{-1} existiert. Die Auswertung der Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher geometrischer Varianten und Unterwasserstände mit einem linearen Regressionsmodell ($Q(n) = a + bn$), dargestellt in Tabelle 9, zeigt, dass bei allen Varianten ein linearer Zusammenhang mit hohem Bestimmtheitsmaß (Spalte R^2) anzutreffen ist (siehe auch Abbildung 48a in Anhang C 2.1). Die nach Gleichung 17 mit Parametern aus Tabelle 4 auf Seite 50 und einem Schaufelvolumen von $V_{Sc} = 1,011$ theoretisch ermittelte Steigung der Drehzahl-Durchfluss Beziehung beträgt 10,79. Die aus den Messwerten ermittelten Steigungen (Spalte b) haben Werte zwischen 9,61 und 10,27 und weichen somit vom theoretischen Wert ab.

Tabelle 9: Ergebnisse aus dem linearen Regressionsmodell der Drehzahl-Durchfluss Beziehung von unterschiedlichen Spaltmaßen und Schaufelaufsätzen

Setup	Schaufelaufsatz	s_{un} mm	h_2 m	$Q(n) = a + bn$		
				a	b	R^2
111311110	Metall/EPDM	1	0,205	20,953	9,799	0,999
111311110	Metall/EPDM	1	0,240	21,345	9,711	0,999
111311110	Metall/EPDM	1	0,293	20,247	9,815	0,999
111311110	Metall/EPDM	1	0,310	20,892	9,724	0,999
111311110	Metall/EPDM	1	0,380	18,459	9,829	0,999
111321110	Metall/EPDM	5	0,380	19,908	10,267	1,000
111331110	Metall/EPDM	10	0,380	25,239	9,854	0,999
111111110	Metall	1	0,380	18,974	9,611	0,999
111121110	Metall	5	0,380	19,947	9,844	0,999
111131110	Metall	10	0,380	26,160	9,643	0,999

Abbildung 26b zeigt den Zusammenhang von Drehzahl zu Drehmoment des gleichen Datensatzes. Dabei kann bei Drehzahlen $>4,5\text{ min}^{-1}$ ein linearer Zusammenhang von Drehzahl zu Drehmoment mit hohem Bestimmtheitsmaß festgestellt werden. Im Bereich der geringen Drehzahlen ($<4,5\text{ min}^{-1}$), in der Grafik als rotes Rechteck dargestellt, sind jedoch erhebliche Abweichungen zur Regressionsgeraden, die auf Basis der Drehzahlen $>4,5\text{ min}^{-1}$ bestimmt wurde, festzustellen. Auch dieser Zusammenhang wird durch die weiteren erhobenen Daten bestätigt (siehe Abbildung 48b in Anhang C 2.1).

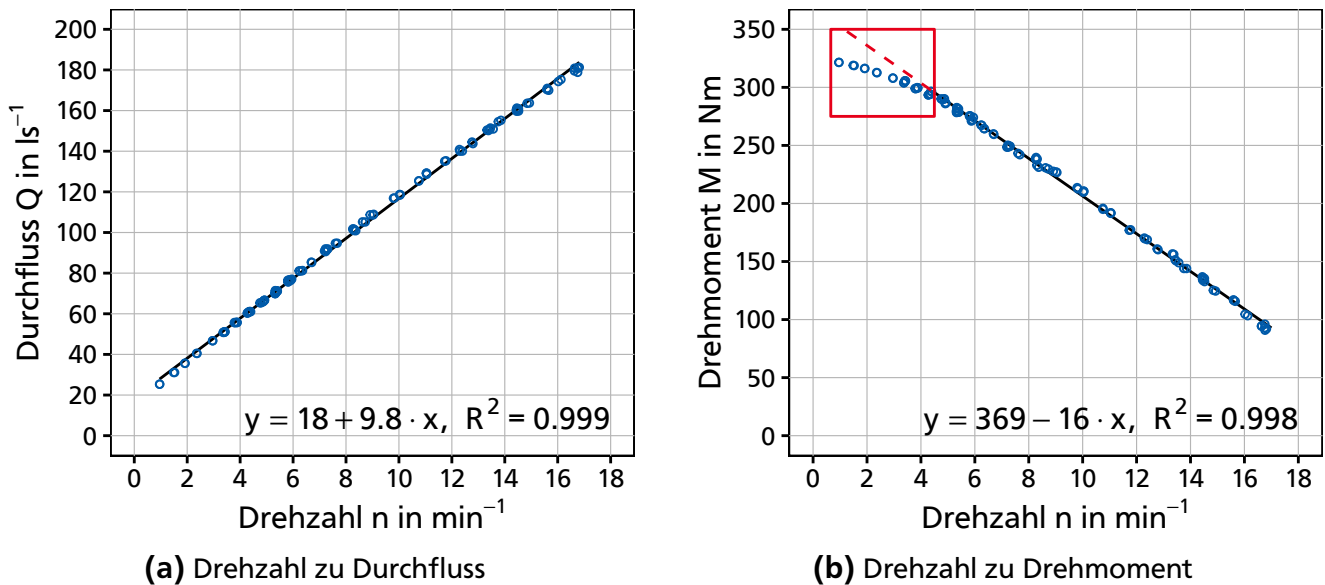


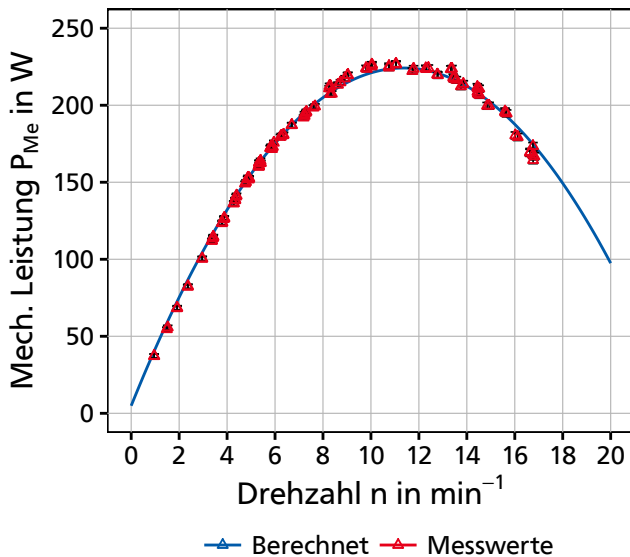
Abbildung 26: Zusammenhang von Drehzahl zu Durchfluss und Drehzahl zu Drehmoment am Beispiel von Setup 11311110 bei $h_1 = 0,78$ m und $h_2 = 0,38$ m

Diskussion

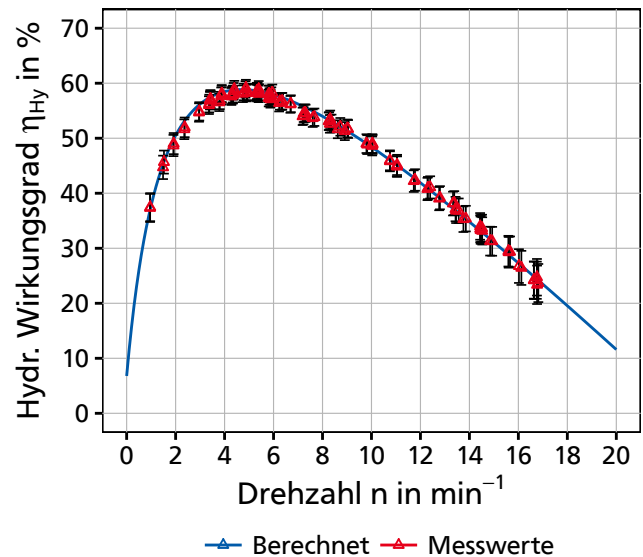
Mit den Ergebnissen zur Drehzahl-Durchfluss Beziehung konnte eindeutig der lineare Zusammenhang von Drehzahl und Durchfluss bestätigt werden. Die aus den Versuchsergebnissen ermittelte geringere Steigung der Drehzahl-Durchfluss Beziehung wird auf den Eintrag von Luft in die Zellen (zwischen zwei Schaufeln) zurückgeführt. Beobachtungen von der Seite durch die transparente Seitenwand des Gehäuses stützen diese Theorie, da eine große Anzahl an Luftblasen in den Zellen beobachtet werden kann. Weil die aus der Differenz der Steigungen abgeleiteten Luftvolumina mit ca. 10 % des Gesamtdurchflusses sehr groß sind, sind andere Ursachen möglich, die im Rahmen weiterführender Untersuchungen genauer zu analysieren sind. Der bestehende lineare Zusammenhang ist für die Ermittlung der Spaltverluste in Kapitel 4.3 (S. 100) noch von großem Nutzen.

Mit den Ergebnissen zur Drehzahl-Drehmoment Beziehung konnte der von PAUDEL (2016, S. 19) über das gesamte Abflussspektrum beschriebene lineare Zusammenhang nicht durchgehend bestätigt werden. Die Messergebnisse zeigen, dass die Charakteristik der Drehmoment-Drehzahl Beziehung über weite Teile des Abflussspektrums linear ist, allerdings bei Drehzahlen $< 4,5 \text{ min}^{-1}$ abweichend davon verläuft. Die dokumentierten Messergebnisse von SCHNEIDER (2016, S. 86) deuten ebenfalls in die beschriebene Richtung, dass bei geringen Drehzahlen die Charakteristik der Drehmoment-Drehzahl Beziehung vom linearen Modell abweicht.

Die Interpretation von PAUDEL (2016, S. 19), dass ein linearer Zusammenhang von Drehzahl zu Drehmoment besteht, kann für die üblichen Betriebsbereiche, die auch von PAUDEL untersucht wurden, bestätigt werden. Dass ein lineares Verhältnis auch außerhalb der tatsächlich untersuchten Drehzahlbereiche Gültigkeit hat, muss aufgrund der hier erhobenen Daten bei sehr geringen Drehzahlen angezweifelt werden. Für die durchgeführte Untersuchung kann ein linearer Zusammenhang von Drehzahl zu Drehmoment nur für den Drehzahlbereich von $4,5$ bis 17 min^{-1} bestätigt werden. Bei Drehzahlen $< 4,5 \text{ min}^{-1}$ ist das Drehmoment geringer, bei Drehzahlen $> 17 \text{ min}^{-1}$ ist keine Aussage möglich, da entsprechende Messwerte nicht erhoben wurden.



(a) Mechanische Leistung P_{Me}



(b) Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy}

Abbildung 27: Vergleich von berechneten Werten mit Messwerten für die mechanische Leistung P_{Me} und den hydraulischen Wirkungsgrad η_{Hy} für eine lineare Drehzahl-Drehmoment Beziehung am Beispiel von Setup 111311110, $h_1 = 0,78$ m, $h_2 = 0,38$ m

Zur Überprüfung der Auswirkungen auf die Ergebnisse für die mechanische Leistung (P_{Me}) und den hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}) werden die auf Basis der ermittelten Regressionsgeraden bestimmten Leistungen und Wirkungsgrade (nach PAUDEL (2016, S. 19)) den erhobenen Messergebnissen gegenübergestellt (siehe Abbildung 27). Bei der mechanischen Leistung wird in Abbildung 27a deutlich, dass die berechneten Werte die Messwerte gut wiedergeben. Bei Drehzahlen $< 4,5 \text{ min}^{-1}$ wird die Leistung geringfügig überschätzt und liegt außerhalb der in den Messwerten enthaltenen Messunsicherheit. Beim hydraulischen Wirkungsgrad, in Abbildung 27b dargestellt, gibt es insbesondere bei Drehzahlen $< 4,5 \text{ min}^{-1}$ geringfügige Abweichungen, jedoch liegen alle berechneten Werte innerhalb der Messunsicherheit der Messwerte.

Der durch Verwendung eines linearen Modells für die Charakteristik der Drehzahl-Drehmoment Beziehung entstehende Fehler bei der Berechnung des Wirkungsgrades kann zwar als klein eingestuft werden, ist aber dennoch von Relevanz. Wie Abbildung 27b zeigt, werden insbesondere die Bereiche mit geringen Drehzahlen, in denen hohe Wirkungsgrade erzielt werden, systematisch überschätzt, was zu einer Fehlinterpretation der Wirkungsgradcharakteristik der Anlage führen kann. Aus diesem Grund wird im Folgenden darauf verzichtet, die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad der Anlage über charakteristische Kurven zu bestimmen. Die Leistungskennwerte werden für jede Messung einzeln berechnet und nur der tatsächlich untersuchte Bereich interpretiert.

Anmerkung: Die Zusammenhänge von Drehzahl zu Durchfluss und von Drehzahl zu Drehmoment sind von der Geometrie und von den Betriebsparametern (z. B. Wasserstände) abhängig und nicht allgemeingültig. Somit müssen nicht nur für jede geometrische Variante (Setup), sondern auch für jede Variation der Wasserstände die y-Achsenabschnitte und Steigungen der Regressionsgeraden, wie in Tabelle 9 auf Seite 80 dargestellt, einzeln bestimmt und die Ergebnisse einzeln betrachtet, ausgewertet und interpretiert werden. Eine allgemeingültige Aussage

über eine Vielzahl von Betriebszuständen durch charakteristische Kurven, wie sie in der Turbinentechnik üblich sind, ist aufgrund der freien Wasseroberfläche Ober- und Unterstrom nicht möglich (Details siehe Kapitel 4.2.1, S. 78).

Zusammenfassung

Die Ergebnisse der Untersuchung zeigen, dass ein lineares Verhältnis von Drehzahl zu Durchfluss über den gesamten Betriebsbereich bei der WDM existiert. Die Steigung der Drehzahl-Durchfluss Beziehung weicht von der analytischen Lösung (Gleichung 17) ab. Als Grund für die Abweichung wird Eintrag von Luft in die Zellen vermutet. Das von PAUDEL (2016) beschriebene lineare Verhältnis von Drehzahl zu Drehmoment konnte nur für den Drehzahlbereich von 4,5 bis 17 min^{-1} bestätigt werden. In diesem Drehzahlbereich können durch Verwendung charakteristischer Kurven gute Übereinstimmungen von berechneten mit gemessenen Werten erzielt werden. Für Drehzahlen $< 4,5 \text{ min}^{-1}$ weichen die Messwerte mit fallender Drehzahl zunehmend vom linearen Modell ab. Die Auswirkungen auf berechnete Werte (P_{Me} , η_{Hy}) sind zwar gering, jedoch von Relevanz. Aus diesem Grund und, weil die Zusammenhänge von geometrischen und betrieblichen (z. B. Wasserstände) Parametern abhängig sind, wird auf die Verwendung charakteristischer Kurven zur Berechnung der Leistungskennwerte verzichtet.

4.2.3 Einfluss des Wasserstandes auf Leistungskennwerte

Wie zum Stand der Forschung in Kapitel 2 beschrieben, haben nicht nur die geometrischen Eigenschaften des Rades (z. B. Spaltmaß, Schaufelform), sondern auch die Wasserstände Ober- und Unterstrom großen Einfluss auf die Leistungskennwerte der Anlage. Nachfolgend wird deshalb der Einfluss des Ober- und Unterwasserstandes auf die Leistungskennwerte analysiert und diskutiert.

Untersuchung

Die Untersuchung zu den Wasserständen beinhaltete Versuche mit unterschiedlichen Ober- und Unterwasserständen. Die daraus resultierenden, optimalen Wasserstände werden für die Folgeversuche und die Auswertung verwendet. Abbildung 28 auf der nächsten Seite zeigt die untersuchten Wasserstandskombinationen der einzelnen Setups. Dabei sind im oberen Teil der Grafik die Oberwasserstände, im unteren Teil die dazugehörigen Unterwasserstände aufgetragen.

Zur Bestimmung eines optimalen Oberwasserstands wurden zunächst Oberwasserstände zwischen 0,5 und 0,78 m in Schritten von ca. 50 mm bei Unterwasserständen von 0,12 und 0,35 m untersucht (Messung 1 bis 114). Für die Folgeuntersuchung zur Bestimmung des optimalen Unterwasserstandes wurden Unterwasserstände von 0,205, 0,240, 0,293, 0,310 und 0,380 m, was 50, 60, 75, 80 und 100 % der Schaufellänge (l_{sc}) entspricht, bei konstantem Oberwasserstand an der Nabenoberkante (NOK) $h_1 = 0,78 \text{ m}$ untersucht (Messung 115 bis 344). Der Vergleich geometrischer Varianten wurde bei konstantem Oberwasserstand an der NOK und mit Unterwasserständen vorwiegend an der Nabenunterkante (NUK) durchgeführt (Messungen 345 bis 805).

Ergebnisse

Oberwasserstand: Abbildung 29 auf Seite 85 fasst die Ergebnisse der untersuchten Wasserstandskombinationen zusammen. In Abbildung 29a ist die mechanische Leistung und in Abbildung 29b der hydraulische Wirkungsgrad dargestellt. Bei konstantem Unterwasserstand

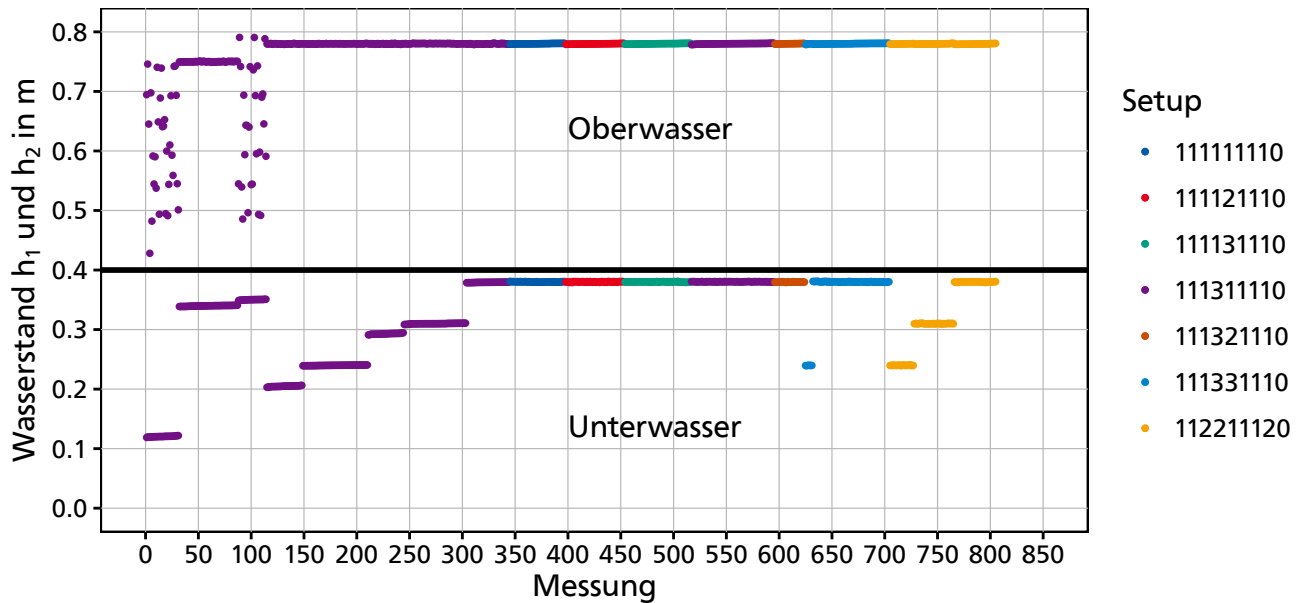


Abbildung 28: Übersicht der untersuchten Wasserstandskombinationen

und steigendem Oberwasserstand nimmt die mechanische Leistung zu. Die maximale mechanische Leistung beträgt 305 ± 2 W und wird bei $h_1 = 0,739$ m, $h_2 = 0,120$ m und einem Durchfluss von 116 l s^{-1} erreicht.

Der hydraulische Wirkungsgrad sinkt bei Durchflüssen $< 70 \text{ l s}^{-1}$ mit steigendem Oberwasserstand; bei Durchflüssen $> 70 \text{ l s}^{-1}$ steigt der Wirkungsgrad hingegen an. Ein maximaler Wirkungsgrad von 66 ± 2 % wird bei $h_1 = 0,496$ m, $h_2 = 0,350$ m und 59 l s^{-1} Durchfluss erreicht.

Unterwasserstand: Abbildung 30 auf Seite 86 zeigt die Ergebnisse für die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Unterwasserständen und einem konstanten Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m). Die mechanische Leistung, in Abbildung 30a dargestellt, nimmt dabei mit steigendem Unterwasserstand kontinuierlich ab. Die Ergebnisse für die Unterwasserstände 0,240 und 0,293 m werden zur besseren Übersicht nicht dargestellt, liegen aber zwischen den dargestellten Ergebnissen für Unterwasserstände von 0,205 und 0,31 m. Die maximale mechanische Leistung beträgt beim kleinsten untersuchten Unterwasserstand ($h_2 = 0,205$ m) 344 ± 2 W und wird bei 163 l s^{-1} Durchfluss erreicht. Bei maximalem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) wird eine maximale Leistung von 227 ± 2 W bei 127 l s^{-1} Durchfluss erreicht.

Der maximale hydraulische Wirkungsgrad, in Abbildung 30b dargestellt, nimmt mit steigendem Unterwasserstand zu. Die Ergebnisse für die Unterwasserstände 0,240 und 0,293 m liegen zwischen den Ergebnissen für die Unterwasserstände 0,205 und 0,31 m und werden zur besseren Übersicht nicht dargestellt. Es wird ein maximaler Wirkungsgrad von $59,1 \pm 1,5$ % bei $h_2 = 0,38$ m und 66 l s^{-1} Durchfluss erreicht. Bei $h_2 = 0,205$ m wird ein maximaler Wirkungsgrad von $53,5 \pm 1,6$ % bei 70 l s^{-1} erzielt.

Die Abbildung zeigt weiter, dass bei einem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) der Wirkungsgrad bei Durchflüssen $> Q_{\eta_{\text{Max}}} = 66 \text{ l s}^{-1}$ deutlich stärker abfällt als bei den Unterwasserständen 0,205 bis 0,31 m. Ab einem Durchfluss von ca. 100 l s^{-1} ist der Wirkungsgrad von Unterwasserständen $h_2 \leq 0,31$ m größer als bei Unterwasserständen an der NUK ($h_2 = 0,38$ m). Weiter ist festzustellen, dass bei Durchflüssen $> 2 Q_{\eta_{\text{Max}}} \approx 130 \text{ l s}^{-1}$ und Unterwasserständen

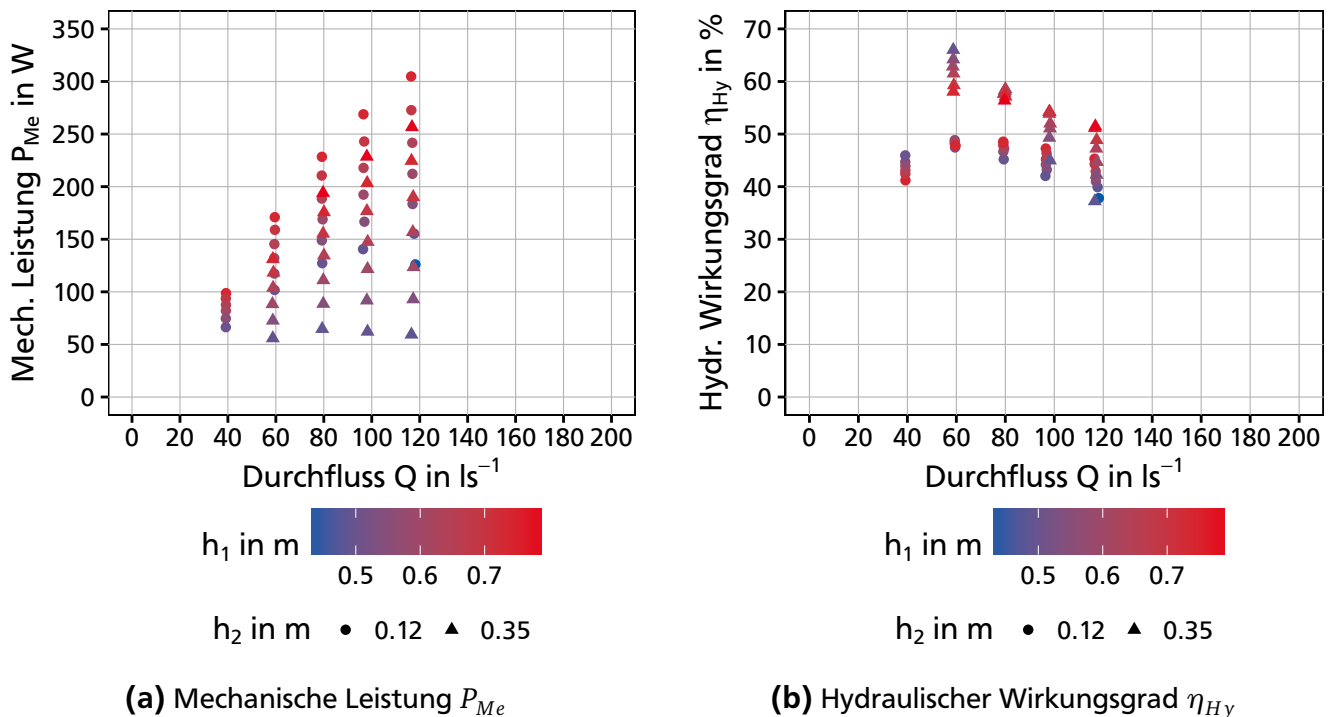


Abbildung 29: Mechanische Leistung P_{Me} und hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy} bei unterschiedlichen Ober- und Unterwasserständen (h_1 , h_2) am Beispiel von Setup 111311110

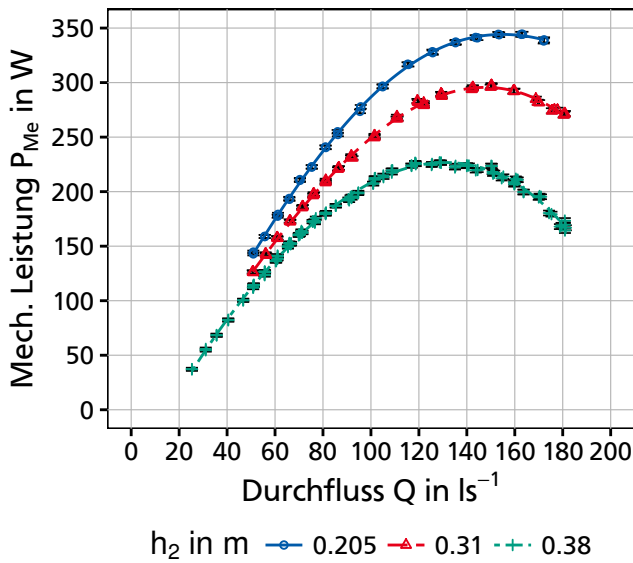
0,205 bis 0,31 m nahezu identische Wirkungsgrade gemessen werden und kein signifikanter Unterschied mehr feststellbar ist.

Es ist anzumerken, dass wegen der deutlichen Überschneidung der Messunsicherheit bei Durchflüssen zwischen ca. 80 und 140 l s⁻¹ in diesem Bereich eine eindeutige Interpretation der Daten nicht möglich ist. In den Durchflussbereichen mit hohen Wirkungsgraden (zwischen 50 und 80 l s⁻¹) sind die Ergebnisse jedoch eindeutig.

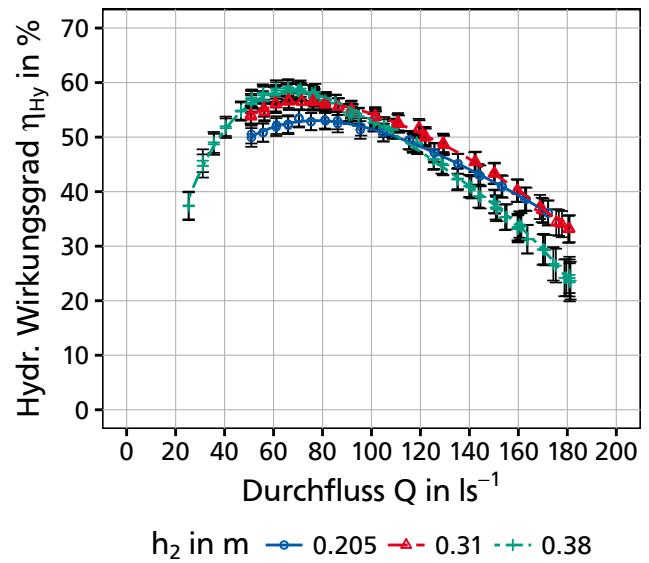
Diskussion

Oberwasserstand: Die Höhe des Oberwasserstandes hat großen Einfluss auf die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad der Anlage. Die beschriebene Charakteristik des Wirkungsgrades, dargestellt in Abbildung 29b, deckt sich mit den Erkenntnissen von SCHNEIDER (2016, S. 93). Bei geringen Oberwasserständen können in Kombination mit hohen Unterwasserständen Wirkungsgrade >60 % erzielt werden. Im genannten Beispiel mit 66 ± 2 % Wirkungsgrad beträgt die Fallhöhe lediglich $\Delta h = 0,146$ m und die erzielte mechanische Leistung ist mit 56 ± 1 W minimal. Die Fallhöhe entspricht somit nur ca. 13 % des Außendurchmessers des Rades. In der Realität führt dies zu einem sehr großen Rad mit hohen Bau- und Betriebskosten zur Nutzung einer sehr geringen Fallhöhe mit minimaler mechanischer Leistung.

Um bei gegebener Baugröße maximale mechanische Leistung und akzeptable hydraulische Wirkungsgrade erreichen zu können, sollte im Betrieb ein konstanter Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m) angestrebt werden. Durch die in Kapitel 4.2.2 (S. 80) beschriebene lineare Drehzahl-Durchfluss Beziehung ist dies bei der WDM, wenn unterschiedliche Durchflüsse energetisch genutzt werden sollen, nur durch einen stufenlos drehzahlvariablen Betrieb des Rades realisierbar. Die Drehzahl des Rades wird entsprechend des verfügbaren Durchflusses betrieben und der Oberwasserstand dabei konstant an der NOK gehalten.



(a) Mechanische Leistung P_{Me}



(b) Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy}

Abbildung 30: Mechanische Leistung P_{Me} und hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy} bei unterschiedlichen Unterwasserständen und $h_1 = 0,78$ m am Beispiel von Setup 111311110

Unterwasserstand: Die Höhe des Unterwasserstandes hat ebenfalls großen Einfluss auf die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad des Rades. Besonders auffällig ist dabei die Charakteristik des Wirkungsgrades, die in Abbildung 30b zu sehen ist. Diese hat für alle Unterwasserstände 0,205 bis 0,31 m eine sehr ähnliche Form und unterscheidet sich nur geringfügig in der Höhe des Wirkungsgrades. Die Ergebnisse für einen Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) weichen hingegen deutlich davon ab. Grund für den stärkeren Abfall des Wirkungsgrades bei höheren Durchflüssen ist, dass der Gradient zwischen dem Wasserstand in der Zelle und dem Unterwasser sehr gering wird und sich die Zelle nicht mehr ausreichend schnell entleeren kann. Somit kann mit einem Unterwasserstand an der NOK zwar der höchste Wirkungsgrad erzielt werden, bei Durchflüssen, die über den Durchfluss bei maximalem Wirkungsgrad ($Q_{\eta_{Max}}$) hinausgehen, sind hingegen geringfügig kleinere Unterwasserstände von Vorteil. Bei Unterwasserständen unter NUK können über ein breiteres Abflussspektrum höhere Wirkungsgrade erzielt werden.

In einer natürlichen Umgebung, sowohl bei einem Ausleitungskraftwerk als auch bei einem in den Wehrkörper integrierten Kraftwerk, fluktuieren die Unterwasserstände aufgrund des Abflussganges im Gewässer. Der Unterwasserstand kann in der Natur nicht wie im Labor eingestellt werden, sondern ergibt sich aufgrund des Abflusses. Somit sind die gezeigten charakteristischen Wirkungsgradkurven zwar korrekt, spiegeln aber nicht den tatsächlichen Leistungs- und Wirkungsgradverlauf einer realen Anlage wieder. Diese setzen sich aus einer Kombination der gezeigten Kurven zusammen, je nach Wasserstands-Durchfluss Beziehung Unterstrom eines Kraftwerkes. Eine reale Anlage ist deshalb so zu planen, dass der Unterwasserstand beim Nenndurchfluss (Ausbaudurchfluss) an der NUK liegt. Dass auch bei kleineren Durchflüssen ($<$ Nenndurchfluss) der Unterwasserstand an der NUK liegt, ist nur mit einer vertikalen Verschiebung der Gesamtanlage im Betrieb (wie in der Patentanmeldung WO002012006646A3 vorgeschlagen) oder einem beweglichen Wehr Unterstrom zu realisieren. Beides widerspricht dem Gedanken einer einfachen und robusten Technologie. Aus diesem Grund müssen für den

Teillastbereich Kompromisse hinsichtlich der Energieausbeute eingegangen werden. Die hier gezeigten Ergebnisse können als Grundlage für die Bemessung der vertikalen Einbaulage und Prognose der jährlichen Energieausbeute herangezogen werden.

Für die nachfolgenden Vergleiche unterschiedlicher geometrischer Varianten wird als Referenzwert ein Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38\text{ m}$) gewählt, da hier die maximalen Wirkungsgrade erzielt werden. Bei der Auslegung einer realen Anlage sind die hier beschriebenen Besonderheiten entsprechend zu berücksichtigen.

Zusammenfassung

In Modellversuchen wurden Oberwasserstände zwischen 0,5 und 0,78 m und Unterwasserstände zwischen 0,12 und 0,38 m in zahlreichen Kombinationen untersucht. Der anstehende Oberwasserstand hat dabei einen großen Einfluss auf die Leistungskennwerte der Anlage. Damit die Gesamtanlage in ihrer Baugröße kompakt bleibt, muss diese bei einem konstanten Oberwasserstand an der NOK betrieben werden, um gute Ergebnisse erzielen zu können. Um ein breites Abflussspektrum energetisch zu nutzen, ist die Anlage stufenlos drehzahlvariabel zu planen und zu betreiben.

Die Untersuchung zeigt weiter, dass auch der anstehende Unterwasserstand großen Einfluss auf die Leistungskennwerte der Anlage hat. Maximale mechanische Leistungen werden bei geringen, maximale Wirkungsgrade bei hohen Unterwasserständen (an der NUK) erreicht. Eine Besonderheit ist, dass bei Durchflüssen $> 100\text{ l s}^{-1}$ mit einem geringfügig kleineren Unterwasserstand von $h_2 = 0,31\text{ m}$ höhere Wirkungsgrade als bei Wasserständen an der NUK ($h_2 = 0,38\text{ m}$) erzielt werden. In einem Gewässer mit natürlich fluktuierenden Abflüssen und Unterwasserständen setzen sich die Leistungskurven aus Kurven unterschiedlicher Unterwasserstände zusammen. Die vertikale Position der Anlage muss an einem gegebenen Standort an die Abflusscharakteristik angepasst werden, damit ein breites Abflussspektrum energetisch optimal genutzt werden kann.

4.2.4 Mechanische Leistung

Es werden nun die Messergebnisse bezüglich der erzielten mechanischen Leistung (P_{Me}) an der Welle des Rades vorgestellt und diskutiert. Es handelt sich hierbei um eine Gesamtübersicht der Ergebnisse. Details zu einzelnen geometrischen Varianten werden in den Folgekapiteln behandelt.

Ergebnisse

Abbildung 31 auf der nächsten Seite zeigt die Ergebnisse aus 691 Einzelmessungen. In dieser Abbildung werden sowohl alle untersuchten geometrischen Varianten als auch alle untersuchten Unterwasserstände dargestellt. Da, wie in Kapitel 4.2.3 (S. 83) beschrieben, Oberwasserstände an der NOK ($h_1 = 0,78\text{ m}$) optimale Ergebnisse liefern, beschränkt sich folgende Auswertung auf diese Oberwasserstände.

Über alle Messungen und Einstellungen wird eine maximale mechanische Leistung von $344 \pm 2\text{ W}$ bei $163,2\text{ l s}^{-1}$ erreicht (Setup 111311110; Unterwasserstand $h_2 = 0,205\text{ m}$). Dies entspricht für eine reale Anlage unter Berücksichtigung der Froudschen Modellgesetze und des Modellmaßstabes von 1 : 2,5 einer maximalen Leistung von 8,5 kW bei $1,6\text{ m}^3\text{ s}^{-1}$ Durchfluss (KOBUS und ABRAHAM, 1984, S. 33).

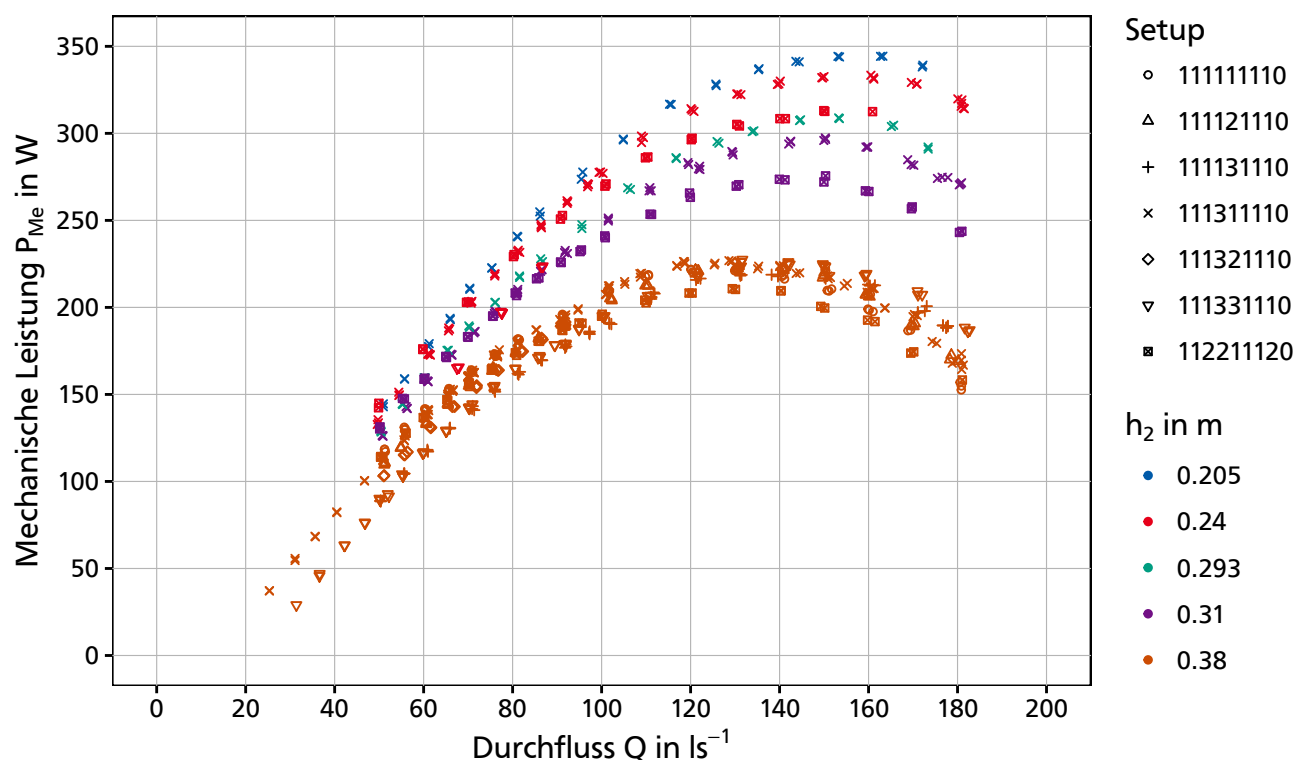


Abbildung 31: Mechanische Leistung P_{Me} : Zusammenfassung der Ergebnisse unterschiedlicher Setups und Unterwasserstände

Tabelle 10 auf der nächsten Seite gibt eine Übersicht über die maximale mechanische Leistung der einzelnen Setups und der untersuchten Unterwasserstände.

Diskussion

Die aus den in Abbildung 31 dargestellten Messpunkten erkennbaren Trendlinien, entsprechen hinsichtlich ihrer Form den Erwartungen aus der Literatur. Die Betrachtung aller erhobenen Messwerte bestätigt den großen Einfluss des Unterwasserstandes auf die mechanische Leistung. Die geometrischen Varianten haben einen weitaus geringeren Einfluss auf die erzielte Leistung als der Unterwasserstand.

Ein direkter Vergleich der hier gemessenen mechanischen Leistung mit anderen Publikationen ist nicht möglich, da sich die Geometrie der verwendeten Versuchsanlage deutlich von der anderer unterscheidet.

Durch die feine Rasterung der Durchflussmessung von ca. 5 l s^{-1} können die Leistungsmaxima mit den durchgeführten Messungen gut erfasst werden. Die Qualität der erhobenen Daten kann aufgrund der deutlich erkennbaren Kurven, ohne signifikante Ausreißer, als qualitativ gut bewertet werden. Eine Interpretation der erhobenen Daten ist deshalb in der Folge gut möglich.

Für die Beurteilung der mechanischen Leistung bei Durchflüssen < 25 und $> 180 \text{ l s}^{-1}$ fehlen entsprechende Messwerte. Diese könnten bei Bedarf, zwar mit größeren Unsicherheiten behaftet, durch Verwendung charakteristischer Kurven für Drehzahl-Durchfluss und Drehzahl-Drehmoment, wie in Kapitel 4.2.2 (S. 80) beschrieben, ermittelt werden.

Tabelle 10: Maximale mechanische Leistung und maximaler hydraulischer Wirkungsgrad aller Setups und Unterwasserstände

Setup	h_2 m	Max. Leistung			Max. Wirkungsgrad		
		P_{Me} W	δP_{Me} W	Q $l s^{-1}$	η_{Hy} %	$\delta \eta_{Hy}$ %	Q $l s^{-1}$
111111110	0,380	222,0	1,9	130,7	60,0	1,5	55,6
111121110	0,380	223,7	1,9	130,9	56,7	1,5	70,3
111131110	0,380	219,9	2,0	151,1	51,5	1,7	71,0
111311110	0,205	344,3	2,3	163,2	53,5	1,6	70,4
111311110	0,240	333,4	2,3	160,5	54,8	1,5	75,9
111311110	0,293	308,9	2,2	153,3	56,7	1,5	70,2
111311110	0,310	297,4	2,1	150,3	56,9	1,5	66,1
111311110	0,380	226,9	1,9	128,6	59,1	1,5	66,0
111321110	0,380	191,6	1,6	91,8	55,1	1,6	71,9
111331110	0,380	227,5	1,9	131,6	52,2	1,6	80,6
112211120	0,240	313,1	2,2	149,9	55,8	1,5	59,8
112211120	0,310	275,6	2,1	150,3	58,0	1,5	55,2
112211120	0,380	210,8	1,9	129,4	58,3	1,5	59,9

Zusammenfassung

Die Auswertung der Untersuchungen zur mechanischen Leistung an der Welle des Rades zeigt, dass die erzielten Ergebnisse von guter Qualität sind, den Erwartungen aus der Literatur entsprechen und im Weiteren tiefer analysiert werden können. Die maximal erzielte Leistung beträgt $344 \pm 2 \text{ W}$ bei $163,2 l s^{-1}$ (Setup: 111311110; Unterwasserstand $h_2 = 0,205 \text{ m}$). Dies entspricht für den Realmaßstab einer maximalen Leistung von $8,5 \text{ kW}$ bei $1,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ Durchfluss.

4.2.5 Hydraulischer Wirkungsgrad

Nachfolgend werden die Messergebnisse bezüglich des erzielten hydraulischen Wirkungsgrades (η_{Hy}) vorgestellt und diskutiert. Es handelt sich hierbei, wie bei der mechanischen Leistung, um eine Gesamtsicht der Ergebnisse. Details zu einzelnen geometrischen Varianten werden in den Folgekapiteln behandelt.

Ergebnisse

Abbildung 32 auf der nächsten Seite zeigt alle Ergebnisse zum hydraulischen Wirkungsgrad in einer Übersicht analog zur mechanischen Leistung oben. Auch hier werden nur Oberwasserstände an der NOK ($h_1 = 0,78 \text{ m}$) dargestellt.

Über alle Versuche wird ein maximaler Wirkungsgrad von $60,0 \pm 1,5 \%$ bei $55,6 l s^{-1}$ erreicht (Setup 111111110; Unterwasserstand $h_2 = 0,38 \text{ m}$). Die maximalen Wirkungsgrade schwanken je Setup und Unterwasserstand zwischen $51,5$ und $60,0 \%$ und werden bei Durchflüssen zwischen $55,2$ und $80,6 l s^{-1}$ erreicht. Beim Wirkungsgrad werden bei gleichen Unterwasserständen erhebliche Unterschiede zwischen den geometrischen Varianten gemessen. Im Vergleich zur mechanischen Leistung hat der Unterwasserstand einen deutlich geringeren Einfluss auf das

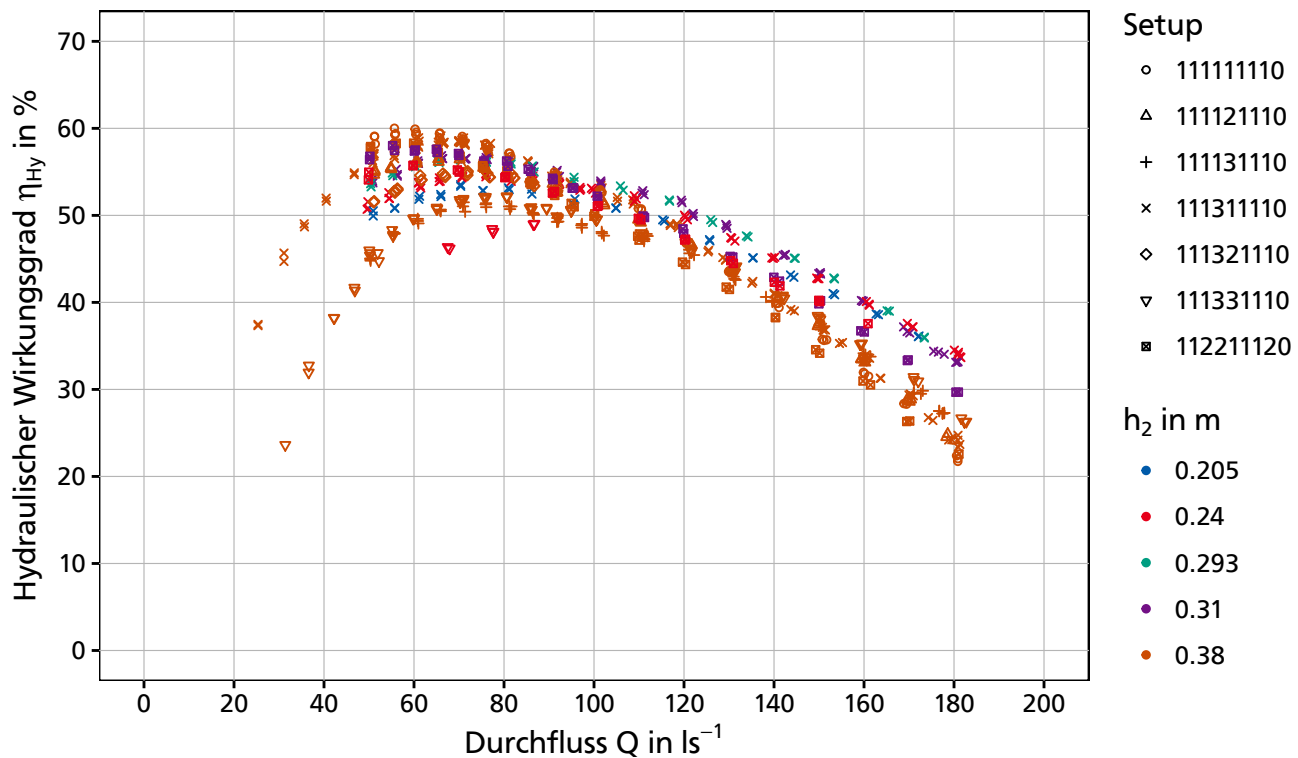


Abbildung 32: Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy} ; Zusammenfassung der Ergebnisse unterschiedlicher Setups und Unterwasserstände

Ergebnis des Wirkungsgrades. Die maximalen Wirkungsgrade sowie die dazugehörigen Durchflüsse einzelner geometrischer Varianten und Unterwasserstände finden sich in Tabelle 10 auf der vorherigen Seite aufgelistet.

Diskussion

Die Auslegung der geometrischen Parameter (z. B. Schaufelform, Anzahl Schaufeln) der Versuchsanlage erfolgte auf Basis der bisherigen Untersuchungsergebnisse und stellt das Optimum nach aktuellem Wissensstand dar. Die Auswertung für den hydraulischen Wirkungsgrad zeigt, dass die Ergebnisse bei weitem nicht an die bisher publizierten Wirkungsgrade zwischen 70 und 90 % aus den bisherigen Studien (siehe Kapitel 2.2.2, S. 12) herankommen. Ausnahme ist die Untersuchung zum Dethridge Wheel von PAUDEL (2016), in der ebenfalls maximale Wirkungsgrade von ca. 60 % erreicht werden. Es können folgende Gründe für die teilweise erheblichen Abweichungen identifiziert werden:

1. Wie gezeigt, haben die Wasserstände, insbesondere der Oberwasserstand, einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Werden unter Laborbedingungen günstige Wasserstandskombinationen (z. B. $h_1 \ll \text{NOK}$; $h_2 \approx \text{NUK}$) untersucht, können Wirkungsgrade $>60\%$ gemessen werden (siehe Kapitel 4.2.3, S. 83). In der Realität bedingen diese Wasserstandskombinationen jedoch vergleichsweise große Raddurchmesser und somit hohe Baukosten. Dies steht im Widerspruch zu den Zielen einer einfachen, robusten und kostengünstigen Technologie zur Nutzung geringer Fallhöhen. Weiter sind diese Wasserstandskombinationen in Fließgewässern mit natürlich schwankenden Abflüssen selten. Wirkungsgrade, die aus einer günstig gewählten Wasserstandskombination resultieren, sind deshalb als theoretisch anzusehen und unter realen Bedingungen nicht zu erreichen.

2. Die von einigen Autoren gewählte Auswertemethodik, die beispielsweise das Herausrechnen von Spaltverlusten beinhaltet, führt zu höheren rechnerischen Wirkungsgraden. Die so ermittelten Wirkungsgrade können aber unter realen Standortbedingungen nicht erreicht werden und können zudem nicht mit den Angaben anderer Technologien und Autoren verglichen werden.

Die Ergebnisse dieser Studie zum hydraulischen Wirkungsgrad zeigen daher, dass – wenn die WDM bei üblichen und realistischen Betriebsbedingungen ($h_1 \approx \text{NOK}$; $h_2 \leq \text{NUK}$) betrieben wird und sich die Auswertemethodik an einer international anerkannten Norm (z. B. IEC-60193) orientiert – ein maximaler hydraulischer Wirkungsgrad von etwa 60 % erreicht werden kann.

Die Untersuchung von PAUDEL (2016) stützt diese These. Trotz ganz anderer geometrischer Verhältnisse des Dethridge Wheel mit einem viel größeren Verhältnis von Nabendurchmesser zu Außendurchmesser und einem viel kleineren Verhältnis von Breite zu Außendurchmesser werden bei realistischen Betriebsbedingungen ($h_1 \approx \text{NOK}$; $h_2 \leq \text{NUK}$) und einer sehr ähnlichen Auswertemethodik wie hier, maximale hydraulische Wirkungsgrade von 60 % erreicht.

Zweifellos ist es durch weitere geometrische und betriebliche Optimierungen an der Maschine möglich, höhere Wirkungsgrade zu erzielen. Die Größenordnung hingegen wird sich aufgrund der Charakteristik des Rades unter Beibehaltung der wesentlichen geometrischen Parameter (geringe Schaufelanzahl, einfache Geometrie) und Betriebsbedingungen (Wasserstände, geringe Drehzahl etc.) nicht signifikant verändern. Verbesserungen beim Wirkungsgrad von mehr als 5 % ohne wesentliche Veränderung der Geometrie oder Betriebsbedingungen scheinen zum gegenwärtigen Zeitpunkt unrealistisch.

Der Vergleich mit anderen Technologien zur Nutzung sehr geringer Fallhöhen macht deutlich, dass sich die WDM mit den ermittelten Wirkungsgraden von etwa 60 % im Mittelfeld befindet. Unter Laborbedingungen erreicht das *Zuppingerrad* mit 80 % (von HARTEN et al., 2013, S. 23) deutlich höhere, das Wasserwirbelkraftwerk mit 48,5 % (MÜHLE et al., 2013, S. 46) deutlich geringere Wirkungsgrade.

Weil bei den meisten zugänglichen Untersuchungen zu Technologien der Nutzung sehr geringer Fallhöhen mit freier Oberfläche keine einheitlichen Standards zur Bestimmung der Leistungskennwerte Anwendung finden, ist ein direkter Vergleich, wie hier, nur unter Vorbehalten möglich. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit, sich im Bereich der Energiewandler für sehr geringe Fallhöhen mit freier Oberfläche auf einheitliche Standards zu verständigen, um eine Vergleichbarkeit sicherzustellen. Nur so ist es möglich, für einen gegebenen Standort die optimale Technologie auszuwählen und die Energieausbeute zu optimieren.

Zusammenfassung

Die Auswertung der Ergebnisse zum hydraulischen Wirkungsgrad zeigt, dass mit dem untersuchten Modell ein maximaler Wirkungsgrad von $60,0 \pm 1,5 \%$ bei $55,6 \text{ l s}^{-1}$ Durchfluss erzielt werden kann (Setup 11111110; Unterwasserstand $h_2 = 0,38 \text{ m}$). Der Wirkungsgrad liegt somit deutlich unter den bisher publizierten Wirkungsgraden zur WDM.

Die Auswertung ergibt zudem, dass unter Beibehaltung der geometrischen Parameter (Schaufelanzahl, einfache Geometrie), der Wahl realistischer Betriebsbedingungen ($h_1 \approx \text{NOK}$; $h_2 \leq \text{NUK}$; geringe Drehzahl) und einer Auswertung in Anlehnung an eine internationale Norm maximale hydraulische Wirkungsgrade von etwa 60 % möglich sind. Steigerungen bis zu 5 % durch geometrische und betriebliche Optimierungen erscheinen möglich. Im Vergleich zu an-

deren Technologien zur Nutzung sehr geringer Fallhöhen befindet sich die WDM mit einem hydraulischen Wirkungsgrad von etwa 60 % im Mittelfeld.

4.2.6 Messunsicherheit

Alle Messgrößen an physikalischen Modellen sind mit Messunsicherheiten behaftet. Kenntnisse zur enthaltenen Messunsicherheit sind zur Beurteilung der Qualität der Messwerte und der daraus berechneten Parameter von Bedeutung. Im Folgenden werden die nach dem in Kapitel 3.4 (S. 70) beschriebenen Verfahren ermittelten Messunsicherheiten vorgestellt und diskutiert. Alle Angaben zu Messunsicherheiten sind als \pm Werte zu verstehen und werden zur besseren Lesbarkeit im folgenden Unterkapitel ohne Plusminuszeichen dargestellt.

Ergebnisse

Allgemein: Tabelle 11 fasst die relativen Messunsicherheiten (systematische, zufällige und gesamte) für alle Messgrößen und einige der berechneten Parameter zusammen. Dabei werden die jeweils minimalen und maximalen Unsicherheiten und die Unsicherheiten bei maximalem Wirkungsgrad (η_{Max}) und bei maximaler Leistung (P_{Max}) dargestellt. Insbesondere die Werte für η_{Max} sind für die Beurteilung der Unsicherheit von Relevanz, um die Ergebnisse im optimalen Betriebspunkt einordnen zu können.

Für die Messwerte im oberen Teil der Tabelle liegen die systematischen Unsicherheiten zwischen 0,02 und 1,53 % und die zufälligen Unsicherheiten zwischen 0,003 und 0,27 %. Dabei sticht insbesondere für den Fall η_{Max} die Durchflussmessung mit einer systematischen Unsicherheit von 0,80 % und einer zufälligen Unsicherheit von 0,11 % hervor. Beide Werte liegen deutlich über den Unsicherheiten der anderen Messgrößen. Bei den berechneten Parametern im unteren Teil der Tabelle liegen die systematischen Unsicherheiten zwischen 0,42 und 25,76 % und die zufälligen zwischen 0,03 und 2,58 %. Besonders auffällig sind die Werte für die mechanische Verlustleistung ($P_{V,Me}$), die sowohl bei den systematischen als auch bei den zufälligen Unsicherheiten deutlich über den Unsicherheiten der anderen berechneten Parameter liegen.

Tabelle 11: Zusammenfassung Messunsicherheit

	$\delta_{x,Sy}/x$ in %				$\delta_{x,Zu}/x$ in %				δ_x/x in %			
	Min	Max	η_{Max}	P_{Max}	Min	Max	η_{Max}	P_{Max}	Min	Max	η_{Max}	P_{Max}
h_1	0,02	0,02	0,02	0,02	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
h_2	0,11	0,33	0,11	0,33	0,00	0,04	0,01	0,01	0,11	0,33	0,11	0,33
Q	0,80	0,80	0,80	0,80	0,06	0,14	0,11	0,12	0,80	0,81	0,81	0,81
n	0,09	1,53	0,30	0,10	0,01	0,27	0,05	0,01	0,09	1,55	0,30	0,10
M	0,34	1,32	0,43	0,55	0,01	0,15	0,02	0,04	0,34	1,33	0,43	0,55
P_{Hy}	0,81	0,81	0,81	0,81	0,06	0,14	0,11	0,12	0,81	0,82	0,81	0,82
$P_{Me,1}$	0,42	1,58	0,53	0,56	0,03	0,27	0,05	0,04	0,42	1,61	0,53	0,56
$P_{V,Me}$	25,76	25,76	25,76	25,76	2,58	2,58	2,58	2,58	25,92	25,92	25,92	25,92
P_{Me}	0,59	4,55	1,09	0,66	0,05	0,49	0,11	0,06	0,59	4,58	1,09	0,66
η_{Hy}	2,47	17,17	2,49	5,47	0,21	2,18	0,32	0,78	2,49	17,28	2,51	5,52

Unsicherheit über den Durchfluss: Die relative Messunsicherheit für die mechanische Leistung ($\delta P_{Me}/P_{Me}$) und den hydraulischen Wirkungsgrad ($\delta \eta_{Hy}/\eta_{Hy}$) sind über den untersuch-

ten Durchflussbereich in Abbildung 33 dargestellt. Die Abbildungen zeigen, dass die Unsicherheiten bei geringen Durchflüssen sowohl beim hydraulischen Wirkungsgrad (Abbildung 33b) als auch bei der mechanischen Leistung (Abbildung 33a) vergleichsweise hoch sind. Hier werden relative Unsicherheiten für den hydraulischen Wirkungsgrad von 15 % und für die mechanische Leistung von 4,8 % ermittelt. Im mittleren Abflussbereich, zwischen ca. 60 und 120 l s^{-1} , sind die geringsten Unsicherheiten festzustellen. Beim hydraulischen Wirkungsgrad liegen diese unter 4 % und bei der mechanischen Leistung unter 1 %. Beim Wirkungsgrad ist ab einem Durchfluss von 120 l s^{-1} ein starker Anstieg der Messunsicherheit bis auf ein Maximum von 17,28 % zu verzeichnen. Bei der mechanischen Leistung nimmt die enthaltene Messunsicherheit hingegen nur geringfügig bis auf ein Maximum von 1,5 % zu. Die Maxima werden jeweils bei ca. 180 l s^{-1} erreicht.

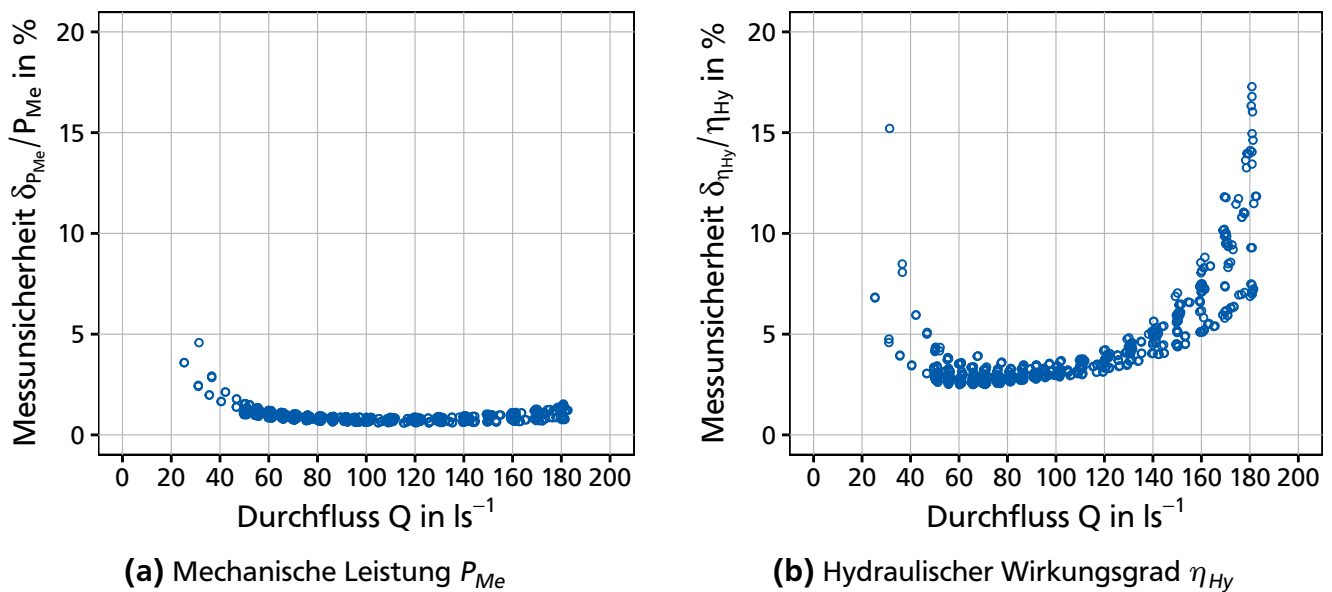
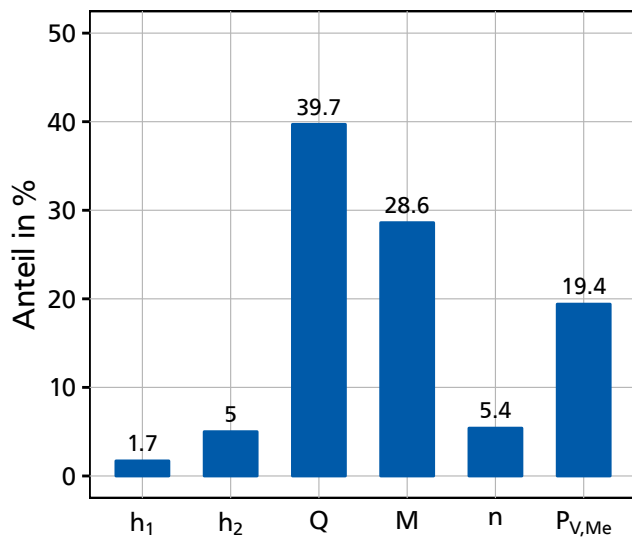


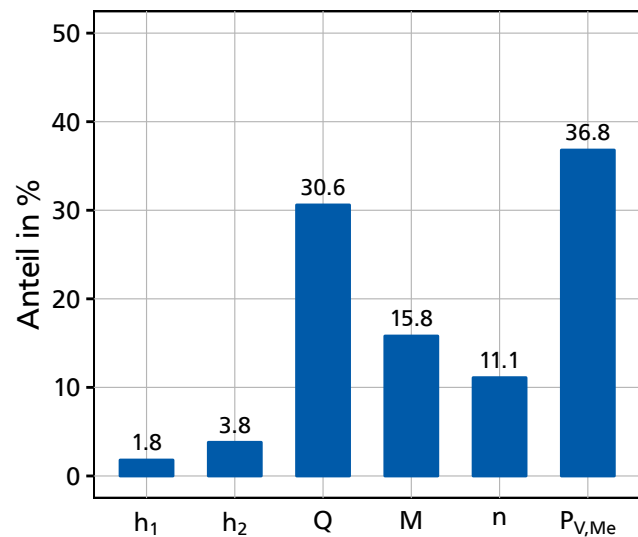
Abbildung 33: Relative Messunsicherheit von mechanischer Leistung und hydraulischem Wirkungsgrad über den Durchfluss

Zusammensetzung Gesamtunsicherheit: Die Analyse der einzelnen Beiträge zur Gesamtunsicherheit des Wirkungsgrades gibt Aufschluss darüber, welchen Beitrag eine Messgröße zur gesamten Messunsicherheit leistet. Zur Analyse wird das für R Statistik entwickelte *propagate* Package in der Version 1.0-4 verwendet. Abbildung 34 auf der nächsten Seite zeigt die prozentualen Anteile der einzelnen Messgrößen an der Gesamtunsicherheit des Wirkungsgrades. Abbildung 34a auf der nächsten Seite zeigt dabei die Anteile für den Betriebspunkt mit der höchsten Leistung (P_{Max}) und Abbildung 34b die Anteile für den Betriebspunkt mit dem höchsten Wirkungsgrad (η_{Max}).

Die Anteile betragen dabei zwischen 1,7 und 39,7 %. Bei P_{Max} sind die Anteile von Durchfluss (Q) mit 39,7 % und Drehmoment (M) mit 28,6 % jeweils am größten, bei η_{Max} sind es die Anteile von Durchfluss (Q) und mechanischer Verlustleistung ($P_{V,Me}$) mit jeweils über 30 %. Der Anteil der mechanischen Verlustleistung ($P_{V,Me}$) ist im Fall P_{Max} mit 19,4 % bedeutend geringer als im Fall η_{Max} mit 36,8 %.



(a) Anteile Gesamtunsicherheit bei P_{Max}



(b) Anteile Gesamtunsicherheit bei η_{Max}

Abbildung 34: Prozentuale Anteile an der Gesamtunsicherheit des hydraulischen Wirkungsgrades bei den Betriebspunkten P_{Max} und η_{Max}

Diskussion

Aus den Ergebnissen zur Analyse der Unsicherheiten der Messgrößen und berechneten Parameter werden im Folgenden die wichtigsten Einflussgrößen Durchfluss, Drehmoment und mechanische Verlustleistung einzeln und im Zusammenspiel diskutiert und Optimierungsmöglichkeiten aufgezeigt. Nachfolgend werden die ermittelten Werte für die Messunsicherheit mit den Anforderungen aus der IEC-60193 verglichen und diskutiert.

Allgemein: Die vergleichsweise hohen systematischen Unsicherheiten der einzelnen Messgrößen sind darauf zurückzuführen, dass diese nicht durch Kalibrierung der Messgeräte im eingebauten Zustand oder Messung mit einem zweiten Verfahren bestimmt werden konnten. Weiter existiert für keines der verwendeten Messgeräte ein Kalibrierzertifikat mit Angaben zur Messunsicherheit bei einem Konfidenzniveau von 95 %. Aus diesem Grund wurde die systematische Unsicherheit der einzelnen Messgrößen auf Basis von Herstellerangaben (nicht weiter definierte Genauigkeit) und im Fall des Durchflusses auf Basis einer eigenen Messung festgelegt. Eine Erläuterung zu diesem Vorgehen findet sich in Kapitel 3.4 (S. 70). Allgemein kann die systematische Unsicherheit der Messgrößen durch genauere Messgeräte bzw. belastbare Angaben zu deren Genauigkeit (Kalibrierzertifikat) reduziert werden. Durch Messung der einzelnen Größen mit einem zweiten, genaueren Verfahren könnten die Messwerte zunächst überprüft sowie die systematische Unsicherheit bestimmt und für die Berechnung entsprechend reduziert werden.

Durchfluss: Wie in den Abbildungen 34a und 34b deutlich wird, hat der Durchfluss (Q) bei beiden Fällen (P_{Max} und η_{Max}) und somit über das gesamte Abflussspektrum einen sehr großen Einfluss auf die Unsicherheit des Wirkungsgrades. Die systematische Unsicherheit ist mit 0,8 % deshalb so hoch, weil an der Versuchsrinne kein eigener magnetisch-induktiver Durchflussmesser (MID) und kein normgerecht eingebautes Messwehr zur Durchflussmessung zur Verfügung steht. Aus diesem Grund wurde die Durchflussmessung über eine vorher bestimmte Wasserstand-Durchfluss Beziehung und Messung der Überfallhöhe mittels Ultraschallsensor durchgeführt. Details finden sich in Kapitel 3.2.3 (S. 57). Maßnahmen zur Reduktion der syste-

matischen Unsicherheit bei der Durchflussmessung sind die Verwendung eines für den Abflussbereich optimalen MID oder eines normgerecht eingebauten Messwehres an der Versuchsrinne. Die systematische Unsicherheit dürfte mit einer dieser Maßnahmen auf $\delta_{Q,Sy}/Q \leq 0,5\%$ reduziert werden können.

Drehmoment: Die systematische Unsicherheit der Drehmomentmessung (M) ist im Betriebsbereich von η_{Max} von guter Qualität ($\delta_M/M < 0,6\%$). Bei sehr niedrigen Drehmomenten, die bei hohen Durchflüssen auftreten, führt das verwendete Messgerät mit einer systematischen Unsicherheit von $\delta M = 1 \text{ N m}$ jedoch zu relativen Unsicherheiten von $\delta_M/M > 1,0\%$. In diesem Bereich, wo auch P_{Max} liegt, trägt die Unsicherheit der Drehmomentmessung deshalb auch maßgeblich zur Gesamtunsicherheit des Wirkungsgrades bei (siehe Abbildung 34a). Maßnahme zur Reduktion der systematischen Unsicherheit bei der Drehmomentmessung ist die Verwendung eines präziseren Messinstrumentes. Weil jedoch ein Messbereich von 0 bis 200 N m abgedeckt werden muss, sind Messgeräte, die auch bei sehr kleinen Drehmomenten noch präzise Ergebnisse liefern, vergleichsweise teuer.

Mechanische Verlustleistung: Die mechanische Verlustleistung ($P_{V,Me}$), die mit einer Messunsicherheit von $\delta P_{V,Me} = 1,3 \text{ W}$ bestimmt wurde (siehe Kapitel 4.1, S. 75), hat insbesondere bei geringen mechanischen Leistungen einen sehr großen Einfluss auf die Unsicherheit des Ergebnisses. Bei der Berechnung der mechanischen Leistung (P_{Me}) verdoppelt sich am Beispiel von η_{Max} die Gesamtunsicherheit von der Messung am Prüfstand ($P_{Me,1}$) mit 0,53 % zur mechanischen Leistung (P_{Me}) mit 1,09 % (siehe Tabelle 11 auf Seite 92). Mit steigender mechanischer Leistung nimmt der prozentuale Anteil durch die mechanische Verlustleistung ab. Eine Reduktion der in der Messung zur mechanischen Verlustleistung enthaltenen Unsicherheit ist durch die Verwendung zusätzlicher und präziserer Messinstrumente möglich. Strategien zur Reduktion der Unsicherheiten bei der Messung der mechanischen Verlustleistung sind in Kapitel 4.1 (S. 76) beschrieben. Die Umsetzung aller beschriebenen Maßnahmen dürfte eine deutlich reduzierte systematische Unsicherheit auf $\delta_{P_{V,Me}} \leq 0,2 \text{ W}$ bewirken.

Zusammenwirken: Wie in den Abbildungen 33a und 33b auf Seite 93 deutlich wird, sind die Unsicherheiten im Durchflussbereich zwischen 50 und 130 l s^{-1} , bei dem auch die höchsten Wirkungsgrade bzw. mechanischen Leistungen erreicht werden, am niedrigsten. Somit sind die verwendeten Messgeräte mit den gewählten Messbereichen für die Aufgabe günstig gewählt. Die genauere Analyse zeigt, dass bei sehr geringen Durchflüssen mit sehr geringen Drehzahlen die Drehzahlmessung zunehmend ungenau wird und somit das Gesamtergebnis maßgeblich beeinflusst. In diesem Bereich spielt auch die Unsicherheit der mechanischen Verlustleistung aufgrund der insgesamt geringen mechanischen Leistung eine dominierende Rolle. Bei hohen Durchflüssen, bei denen nur noch geringe Drehmomente gemessen werden, wird hingegen die Drehmomentmessung zunehmend ungenau. Die Unsicherheit der Drehzahlmessung spielt in diesem Bereich nur noch eine untergeordnete Rolle. Die in der Durchflussmessung enthaltene Unsicherheit hat hingegen über das gesamte Abflussspektrum großen Einfluss auf das Ergebnis.

Aus diesem Grund sollte sich eine Optimierung zur Reduktion der Unsicherheiten zunächst auf die Durchflussmessung konzentrieren. In diesem Bereich kann durch gezielte Maßnahmen (z. B. zusätzlicher MID) die Unsicherheit des Gesamtwirkungsgrades deutlich reduziert werden und somit die Gesamtqualität der Ergebnisse deutlich verbessert werden. Als zweites sollte die Messung der mechanischen Verlustleistung verbessert werden, da hierbei große Anteile der Gesamtunsicherheit bei geringen Durchflüssen entstehen. Ist eine weitere Optimierung insbesondere der Ergebnisse in den Randbereichen (kleine und große Durchflüsse) gewünscht, kann dies durch weitere Optimierung der Drehmoment- und Drehzahlmessung erfolgen. Eine

Optimierung der Wasserstandsmessung erscheint aufgrund der sehr geringen relativen Messunsicherheiten auch in Zukunft nicht erforderlich.

Vergleich mit den Anforderungen der IEC-60193: Die Anforderungen an die Messunsicherheit bzw. die zulässige, maximale Unsicherheit eines Modellversuchs wird üblicherweise zwischen Auftragnehmer und Auftraggeber vereinbart und deshalb nicht explizit innerhalb der IEC-60193 geregelt. Dennoch gibt die IEC-60193 Empfehlungen für einzelne Messgrößen und berechnete Parameter. Für die Messung von Wasserständen, Drehzahl und Drehmoment gibt es in der IEC-60193 Angaben zur maximalen systematischen Unsicherheit. Es wird hierbei von einem Konfidenzniveau von 95 % ausgegangen. Für den Durchfluss werden keine Angaben gemacht, aber zulässige Messinstrumente (z. B. MID, Messwehr), die nach vorgegebenen Standards (z. B. ISO 6817 für den MID und ISO 1438-1 für Messwehre) zu verwenden sind, angegeben. Grenzen bezüglich der zufälligen Messunsicherheit werden nicht für einzelne Messgrößen, sondern nur den resultierenden hydraulischen Wirkungsgrad angegeben.

Die Gegenüberstellung der in der IEC-60193 formulierten Anforderungen mit den erzielten Ergebnissen in Tabelle 12 macht dabei folgendes deutlich: Trotz der sorgfältig ausgewählten Messmethoden und Messgeräte können die Anforderungen bezüglich der Unsicherheit der IEC-60193 teilweise nicht eingehalten werden. Im Betriebspunkt η_{Max} sind die Überschreitungen verglichen mit allen Messwerten zwar vergleichsweise gering, aber dennoch vorhanden. Somit kommt die Qualität der durchgeführten Untersuchung bezüglich der Messunsicherheit nicht ganz an die hohen Anforderungen bei Modelluntersuchungen bei Pumpen und Turbinen heran, die Leistung und Wirkungsgrad für den Realmaßstab im Rahmen der Abnahme der Modellversuche (engl.: *witness test*) garantieren müssen. Zum Erreichen dieser hohen Anforderungen wären beim aufgebauten Modell zusätzliche, unverhältnismäßig kostenintensive Messgeräte notwendig.

Tabelle 12: Vergleich der Anforderungen an die Messunsicherheit aus der IEC-60193 mit den Messungen

Größe		IEC-60193	Ist-Werte			Bewertung
			Min	Max	Bei η_{Max}	
h_1	$\delta_{h_1, Sy}$	2 mm	0,2 mm	0,7 mm	0,2 mm	OK
h_2	$\delta_{h_2, Sy}$	2 mm	0,4 mm	0,8 mm	0,4 mm	OK
n	$\delta_{n, Sy}/n$	0,05 %	0,09 %	1,53 %	0,3 %	Überschreitung
M	$\delta_{M, Sy}/M$	0,25 %	0,34 %	1,32 %	0,45 %	Überschreitung
η_{Hy}	$\delta_{\eta_{Hy}, Zu}$	0,1 %	0,12 %	0,52 %	0,18 %	Überschreitung

Vergleich mit den bisherigen Untersuchungen: Bei den in Kapitel 2.2 (S. 10) beschriebenen bisherigen Untersuchungen wurde nur beim Dethridge Wheel Modell eine Analyse zur Messunsicherheit durchgeführt. Um die Qualität der Ergebnisse aller bisherigen Studien einordnen zu können und mit den hier durchgeführten Untersuchungen vergleichen zu können, wird mangels detaillierter Informationen bei den bisherigen Untersuchungen (z. B. Mehrfachmessung, Messprotokolle) ein Vergleich mittels linearem Fehlerfortpflanzungsgesetz durchgeführt (erläutert in Kapitel 3.4.3, S. 73). Dafür werden auf Basis der verwendeten Messinstrumente die maximale systematische Messunsicherheit der einzelnen Messgrößen abgeschätzt und die maximale Un-

sicherheit für die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad mittels linearem Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnet. Es handelt sich dabei um eine stark vereinfachte Analyse, die angegebenen maximalen Unsicherheiten haben dabei nur orientierenden Charakter und dienen lediglich der Veranschaulichung und dem Vergleich. Anhang B 2 zeigt die Berechnungsgrundlage und Tabelle 15 auf Seite 151 die getroffenen Annahmen.

Tabelle 13 fasst die Ergebnisse bezüglich der maximalen Messunsicherheit für den hydraulischen Wirkungsgrad ($\Delta\eta_{Hy,Sy}$) für alle Untersuchungen zusammen. Dabei wird deutlich, dass es erhebliche Unterschiede zwischen den Untersuchungen bezüglich der maximalen Unsicherheit gibt. Die maximale Unsicherheit für den Wirkungsgrad liegt bei den Labormodellen zwischen 1,2 % beim Dethridge Wheel Modell und 4,1 % beim Partenstein Modell. Bei den Pilotanlagen werden Unsicherheiten zwischen 9,5 und 14,2 % ermittelt. Für diese Untersuchung werden bei Anwendung der gleichen Methodik maximale Unsicherheiten von 0,7 % berechnet. Dieser Wert ist nicht mit den weiter oben nach dem Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetz ermittelten Messunsicherheiten zu vergleichen.

Die Auswertung macht deutlich, dass die Ergebnisse der bisher durchgeführten Untersuchungen mit unterschiedlichen Messunsicherheiten verbunden sind und es diesbezüglich erhebliche Unterschiede zwischen den Untersuchungen gibt. Bei dieser Untersuchung konnte durch die Verwendung von elektronischen Messgeräten und einer elektronischen Datenverarbeitung zur Auswertung der Messwerte eine deutliche Verbesserung bezüglich der Unsicherheiten gegenüber den bisherigen Untersuchungen erzielt werden. Die ermittelte maximale Messunsicherheit ist mit 0,7 % deutlich geringer als bei den bisherigen Untersuchungen mit Werten zwischen 1,2 und 14,2 %

Tabelle 13: Maximale Messunsicherheit der bisherigen Untersuchungen (Auszug aus Tabelle 15 auf Seite 151)

Anlage	$\Delta\eta_{Hy,Sy}$
Southampton Modell 1	3,7 %
Southampton Modell 2	3,4 %
TU Darmstadt Modell	1,3 %
Partenstein Modell	4,1 %
Dethridge Wheel Modell	1,2 %
Partenstein Pilotanlage	9,5 %
Iskar Pilotanlage	14,2 %
Diese Untersuchung	0,7 %

Zusammenfassung

Die detaillierte Analyse der Messunsicherheiten zeigt, dass diese vom Betriebszustand (insb. Durchfluss) abhängig sind und dabei sehr unterschiedlich ausfallen. Dabei wurden relative Gesamtunsicherheiten bei den Messwerten zwischen 0,02 beim Oberwasserstand bis 0,81 % beim Durchfluss ermittelt. Die Analyse der Beiträge der einzelnen Messgrößen zur Gesamtunsicherheit berechneter Parameter am Beispiel des hydraulischen Wirkungsgrades zeigt, dass die Anteile der einzelnen Messgrößen unterschiedlich und zusätzlich vom Betriebszustand abhängig sind. Es konnten insbesondere die Durchflussmessung über das gesamte Abflussspektrum und

die Messung der mechanischen Verlustleistung bei hohen Durchflüssen identifiziert werden, die die Hauptbeiträge für die Gesamtunsicherheit des hydraulischen Wirkungsgrades leisten. Die Drehzahlmessung hat Einfluss auf die Ergebnisse bei geringen, die Drehmomentmessung bei hohen Durchflüssen. Durch diese Analyse konnten die wichtigsten Einflussgrößen identifiziert werden. Optimierungen sollten deshalb zunächst die Durchflussmessung, danach die Messung der mechanischen Verlustleistung und erst in einem weiteren Schritt die Drehzahl- und Drehmomentmessung berücksichtigen. Optimierungen beinhalten die Verwendung genauerer Messgeräte (z. B. MID für den Durchfluss) und die Möglichkeit, Geräte im eingebauten Zustand zu kalibrieren. Die ermittelte Gesamtunsicherheit für den Wirkungsgrad ist im Vergleich zu den bisherigen Untersuchungen zur WDM deutlich geringer und die Qualität der erhobenen Messwerte als gut zu bewerten. Dennoch konnten die empfohlenen Anforderungen der IEC-60193 nicht erfüllt werden. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass es eine Analyse der Unsicherheiten ermöglicht, die Qualität der Messungen einzuordnen und Optimierungspotenziale zu identifizieren.

4.2.7 Zusammenfassung Allgemeine Kennwerte

Die vorangehende Untersuchung zeigt, dass die in der Turbinentechnik angewendete Dimensionsanalyse für die Analyse und Auswertung der Versuchsergebnisse zur WDM ungeeignet ist. Aus diesem Grund müssen die einzelnen Varianten (auch Wasserstandskombinationen) separat miteinander verglichen werden. Weiter zeigt sich, dass die Drehzahl-Durchfluss Beziehung über den gesamten untersuchten Durchflussbereich linear ist. Abweichend zu bisherigen Erkenntnissen ist die Drehzahl-Drehmoment Beziehung nicht über den gesamten Durchflussbereich linear. Abweichungen sind insbesondere bei geringen Drehzahlen (im vorliegenden Fall $< 4,5 \text{ min}^{-1}$) festzustellen. Beide Beziehungen sind von den jeweiligen Wasserständen Ober- und Unterstrom abhängig und deshalb nicht allgemein gültig. Die Ober- und Unterwasserstände haben zudem großen Einfluss auf die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad der Anlage. Um gute Ergebnisse erzielen zu können und die Gesamtanlage in ihrer Baugröße kompakt zu halten, muss diese bei einem konstanten Oberwasserstand an der NOK betrieben werden. Dies kann bei der WDM nur durch einen stufenlos drehzahlvariablen Betrieb realisiert werden. Maximale Wirkungsgrade werden bei Unterwasserständen an der NUK erreicht. Bei Durchflüssen $> 1.5 Q_{\eta_{Max}} \approx 100 \text{ l s}^{-1}$ erzielen geringfügig kleinere Unterwasserstände höhere Wirkungsgrade. Die Wirkungsgradkurven setzen sich bei einer realen Anlage aufgrund der schwankenden Unterwasserstände aus den Kurven unterschiedlicher Unterwasserstände zusammen.

Die maximal erzielte Leistung im Modellversuch beträgt $344 \pm 2 \text{ W}$ bei $163,2 \text{ l s}^{-1}$. Dies entspricht einer maximalen Leistung von $8,5 \text{ kW}$ bei $1,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ im Realmaßstab. Über alle Versuche wird unter Berücksichtigung realistischer Betriebsbedingungen ($h_1 = \text{NOK}$) ein maximaler hydraulischer Wirkungsgrad von $60,0 \pm 1,5 \%$ bei $55,6 \text{ l s}^{-1}$ erreicht. Die Aussichten auf Wirkungsgradsteigerungen sind bei Beibehaltung der grundlegenden geometrischen Eigenschaften, der Wahl realistischer Betriebsbedingungen und einer für den Vergleich mit anderen Technologien sinnvollen Auswertemethodik stark limitiert. Im Vergleich zu anderen Technologien zur Nutzung geringer Fallhöhen liegt die WDM mit ca. 60 % Wirkungsgrad im Mittelfeld.

Die Messunsicherheit der Messgrößen und der berechneten Parameter ist maßgeblich vom Betriebszustand abhängig. Die Messung der mechanischen Verlustleistung und die Drehzahlmessung haben bei geringen Durchflüssen, die Drehmomentmessung bei hohen Durchflüssen und die Durchflussmessung über das gesamte Abflussspektrum großen Einfluss auf die Messunsicherheit des Wirkungsgrades. Mit einer Messunsicherheit für den Wirkungsgrad von $\delta \eta_{Hy} = 1,5 \%$

bei η_{Max} kann die Qualität der erhobenen Messwerte als gut bewertet werden. Die Qualität ist zwar besser als bei den bisherigen Untersuchungen zur WDM, dennoch konnten die hohen Anforderungen der IEC-60193 nicht vollständig erfüllt werden. Aufgezeigte Ansätze zur Verringerung der Messunsicherheit können hier zu Verbesserungen führen.

4.3 Spaltverluste

Bei der WDM sind nach bisherigem Kenntnisstand die Spaltverluste von besonderer Bedeutung, weil sie für einen Großteil der gesamten Leistungsverluste innerhalb des Laufrades verantwortlich sind (siehe Kapitel 2.4.2, S. 42). Deshalb sind Kenntnisse zur Größe der Spaltverluste und deren Einfluss auf die Leistungskennwerte zur Identifizierung von Optimierungspotenzialen wichtig.

Die theoretische Bestimmung der Spaltverluste ist in Kapitel 2.3.3 (S. 32) vorgestellt worden. Es handelt sich dabei um einen rein statischen Ansatz, der keinerlei Bewegung des Rades berücksichtigt. Untersuchungen haben gezeigt, dass die Spaltverluste bei Stillstand des Rades direkt gemessen werden können, indem der Durchfluss durch die Anlage gemessen wird (LINTON, 2013, S. 97). Für den Stillstand konnte gute Übereinstimmung mit der theoretischen Herleitung festgestellt werden (SENIOR, 2009, S. 123).

Die folgenden Unterkapitel zeigen, wie die Spaltverluste an einem sich drehenden Rad gemessen und der Einfluss auf die Leistung des Rades bestimmt werden kann. Zunächst wird der Volumenstrom ($Q_{V,S}$), der zwischen dem drehendem Rad und der festen Umgebung hindurchfließt, beschrieben. Im zweiten Unterkapitel werden der daraus resultierende Leistungsverlust ($P_{V,S}$) und der Einfluss auf die Leistungskennwerte (mechanische Leistung und hydraulischer Wirkungsgrad) der Anlage aufgezeigt.

4.3.1 Spaltverluste – Volumenstrom

Untersuchung

Im Rahmen der Untersuchung zu den Spaltverlusten werden die Messwerte für die unterschiedlichen Spaltmaße 1, 5 und 10 mm zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne (μ_{un}) über das gesamte Abflussspektrum analysiert. Dabei werden zwei unterschiedliche Schaufelaufsätze (Stahl/EPDM und Stahl) bei flachen, diagonal angeordneten Schaufeln (Form 1) untersucht.

Zur Messung der Spaltverluste bei Betrieb des Rades können die Spaltverluste, wie bei der Untersuchung zur mechanischen Verlustleistung, nicht direkt, sondern nur durch Differenzbildung ermittelt werden. Die in Kapitel 4.2.2 (S. 80) beschriebene lineare Drehzahl-Durchfluss Beziehung bei der WDM ist zur Bestimmung der Spaltverluste bei unterschiedlichen geometrischen Eigenschaften (z. B. Spaltmaß, Schaufelaufsatz) von großem Nutzen. Dadurch kann die Durchflussdifferenz bei unterschiedlichen geometrischen Varianten bei gleicher Drehzahl aus den Diagrammen abgelesen werden. Durch die sehr ähnliche Steigung der Regressionsgeraden der Drehzahl-Durchfluss Beziehung aller untersuchten Varianten (siehe Tabelle 9 auf Seite 80) wird geschlossen, dass die Drehzahl des Rades keinen signifikanten Einfluss auf die Spaltverluste hat.

Anmerkung: Die Ergebnisse und Diskussion behandeln den Einfluss einer Spaltmaßerhöhung, ausgehend von einem minimalen Spaltmaß von 1 mm, auf die Spaltverluste. Wie hoch die Spaltverluste bei Betrieb insgesamt sind, kann mit dem Verfahren nicht exakt bestimmt werden, da eine Messung der Spaltverluste zwischen 0 und 1 mm Spaltmaß in einem großmaßstäblichen Modellversuch nur sehr schwer realisierbar ist.

Ergebnisse

Die Ergebnisse der Untersuchung werden im Folgenden in mehrere Abschnitte aufgeteilt, um einzelne Zusammenhänge und Einflussgrößen herauszuarbeiten. Mit diesen Zusammenhängen können anschließend die Ausflusskoeffizienten (μ_{un}) der unterschiedlichen Varianten bestimmt werden. Als Einflussgrößen auf die Spaltverluste wurde das Spaltmaß, das Material für die Schaufelaufsätze, der Oberwasserstand und der Unterwasserstand identifiziert. Die Ergebnisse und die daraus resultierenden Zusammenhänge werden für die genannten Einflussgrößen einzeln dargestellt.

Spaltmaß: Abbildung 35 zeigt die Drehzahl-Durchfluss Beziehung der Spaltmaße 1, 5 und 10 mm für Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM (Abbildung 35a) und Stahl (Abbildung 35b). Weil bis auf das Spaltmaß zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne (s_{un}) keinerlei Veränderung der Versuchsanlage vorgenommen wurde, kann die Durchflussdifferenz (Differenz auf der y-Achse zweier Regressionsgeraden) direkt der Spaltmaßveränderung zugeordnet werden. Zusätzlich zu den beiden Diagrammen in Abbildung 35 gibt Tabelle 9 auf Seite 80 eine Übersicht der Ergebnisse aller untersuchten Varianten. Darin werden diese Varianten (Spaltmaß, Material für Schaufelaufsätze und Unterwasserstände), die ermittelten y-Achsenabschnitte (Spalte *a*) und die Steigung (Spalte *b*) aus dem linearen Regressionsmodell ($Q(n) = a + bn$) sowie das dazugehörige Bestimmtheitsmaß (R^2) dargestellt. Aus den ermittelten y-Achsenabschnitten (Tabelle 9, Spalte *a*) kann durch Subtraktion die Differenz der Spaltverluste zwischen den einzelnen Varianten auch direkt, ohne Diagramm, bestimmt werden.

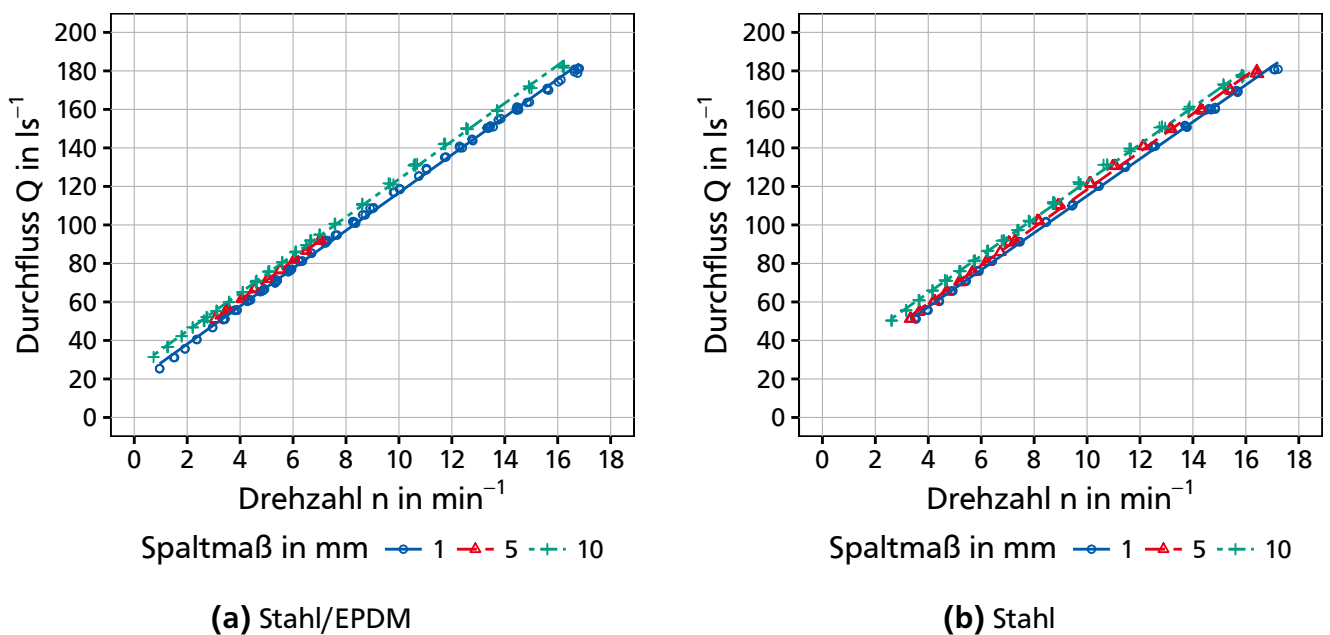


Abbildung 35: Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher Spaltmaße (1, 5 und 10 mm) bei Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM und Stahl mit $h_1 = 0,78$ m und $h_2 = 0,38$ m

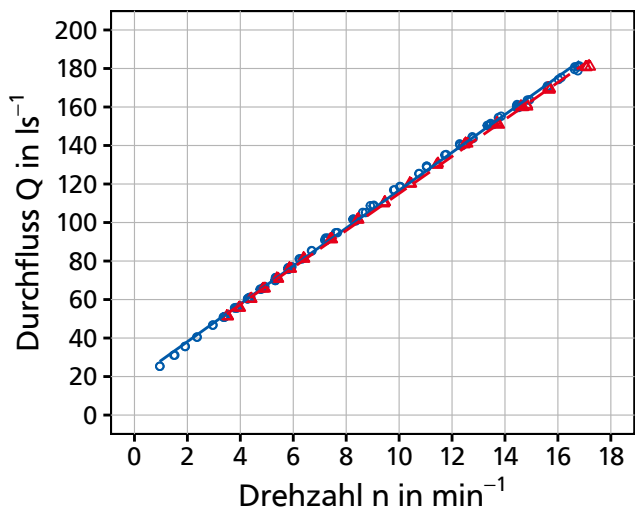
Am Beispiel in Abbildung 35 – mit einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m) und einem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) – kann eine Spaltverlustdifferenz zwischen 1 und 10 mm Spaltmaß von $6,8 \text{ l s}^{-1}$ für Stahl/EPDM und von $7,2 \text{ l s}^{-1}$ für Stahl Schaufelaufsätze abgelesen werden (Verschiebung der Geraden für 1 und 10 mm auf der y-Achse). Somit müssen

für die Berechnung der Spaltverluste an der Schaufelspitze ($Q_{V,S1}$) nach Gleichung 7 folgende Bedingungen erfüllt sein:

$$\begin{aligned} \text{Stahl/EPDM:} \quad & Q_{V,S1}(s_{un} = 10 \text{ mm}) - Q_{V,S1}(s_{un} = 1 \text{ mm}) = 6,8 \text{ l s}^{-1} \\ \text{Stahl:} \quad & Q_{V,S1}(s_{un} = 10 \text{ mm}) - Q_{V,S1}(s_{un} = 1 \text{ mm}) = 7,2 \text{ l s}^{-1} \end{aligned} \quad (38)$$

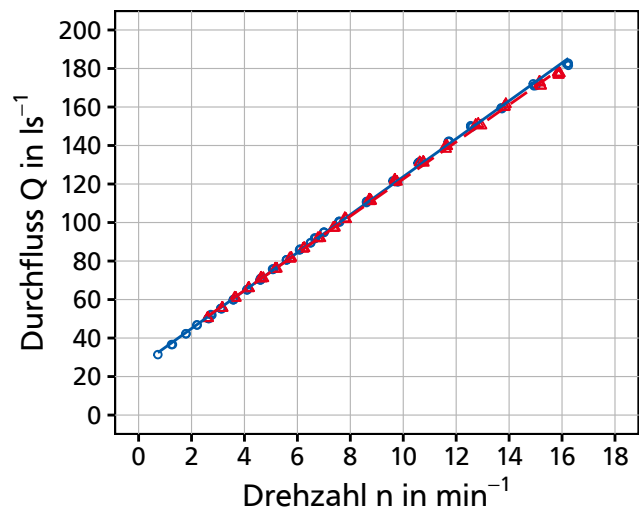
Es kann somit ein signifikanter Einfluss des Spaltmaßes auf die Drehzahl-Durchfluss Beziehung festgestellt werden.

Material Schaufelaufsatz: Abbildung 36 zeigt die Drehzahl-Durchfluss Beziehung der unterschiedlichen Schaufelaufsätze Stahl/EPDM und Stahl bei Spaltmaßen von 1 mm (Abbildung 36a) und Spaltmaßen von 10 mm (Abbildung 36b). Es kann dabei kein signifikanter Unterschied zwischen den beiden Materialien festgestellt werden. Auch der Vergleich der ermittelten y-Achsenabschnitte (Tabelle 9, Spalte a) zeigt, dass die Differenz zwischen Stahl/EPDM und Stahl bei 1 mm Spaltmaß $0,52 \text{ l s}^{-1}$, bei 5 mm Spaltmaß $0,04 \text{ l s}^{-1}$ und bei 10 mm Spaltmaß $0,92 \text{ l s}^{-1}$ beträgt. Somit kann bezüglich der verwendeten Materialien für die Schaufelaufsätze bei gleichem Spaltmaß und gleichen Wasserständen kein signifikanter Unterschied der Drehzahl-Durchfluss Beziehung festgestellt werden.



Schauelaufsatz —●— Stahl/EPDM —▲— Stahl

(a) 1 mm Spaltmaß



Schauelaufsatz —●— Stahl/EPDM —▲— Stahl

(b) 10 mm Spaltmaß

Abbildung 36: Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher Schaufelaufsätze (Stahl/EPDM und Stahl) bei 1 und 10 mm Spaltmaß mit $h_1 = 0,78 \text{ m}$ und $h_2 = 0,38 \text{ m}$

Ober- und Unterwasserstand: In Abbildung 37 auf der nächsten Seite wird die Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher Ober- und Unterwasserstände für Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM und einem Spaltmaß von 1 mm dargestellt. Abbildung 37a zeigt unterschiedliche Oberwasserstände bei einem konstanten Unterwasserstand von $h_2 = 0,35 \text{ m}$. Dabei wird deutlich, dass der Oberwasserstand einen deutlich messbaren Einfluss auf die Spaltverluste hat. Die Differenz beträgt beispielsweise für die Oberwasserstände 0,55 und 0,75 m ca. $5,2 \text{ l s}^{-1}$. So-

mit muss analog zu Gleichung 38 für die gesamten Spaltverluste ($Q_{V,S}$) folgende Bedingung bezüglich des Oberwasserstandes erfüllt werden:

$$\text{Stahl/EPDM, } s_{un} = 1 \text{ mm: } Q_{V,S}(h_1 = 0,75 \text{ m}) - Q_{V,S}(h_1 = 0,55 \text{ m}) = 5,21 \text{ s}^{-1} \quad (39)$$

Abbildung 37b zeigt die Ergebnisse unterschiedlicher Unterwasserstände bei einem konstanten Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78 \text{ m}$). Dabei ist kein signifikanter Unterschied zwischen den dargestellten Unterwasserständen feststellbar. Auch beim Vergleich der y-Achsenabschnitte (Tabelle 9 auf Seite 80, Spalte a) kann kein signifikanter Einfluss des Unterwasserstandes auf die Drehzahl-Durchfluss Beziehung erkannt werden.

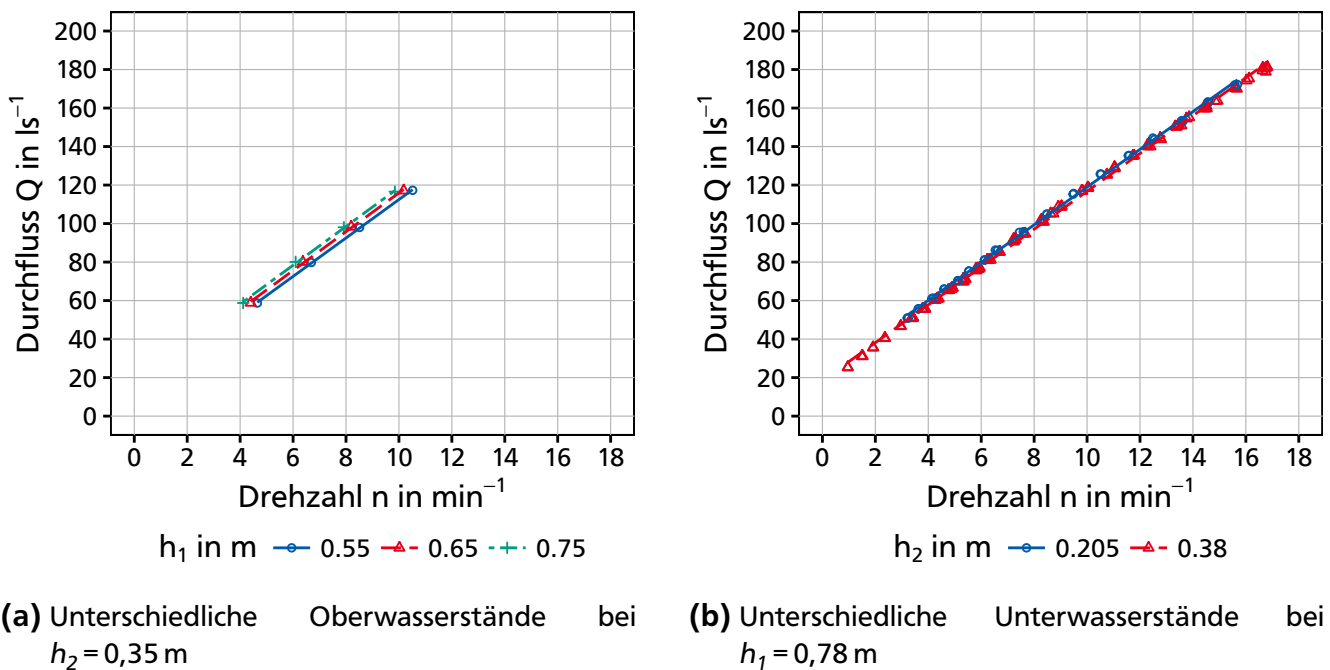


Abbildung 37: Drehzahl-Durchfluss Beziehung unterschiedlicher Ober- und Unterwasserstände bei 1 mm Spaltmaß und Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM

Diskussion

Die Ergebnisse zeigen, dass das Spaltmaß und der Oberwasserstand die Drehzahl-Durchfluss Beziehung beeinflussen. Mit Gleichung 7 und den hier aus den Ergebnissen gefundenen Bedingungen, dargestellt in der Gleichung 38, können die Ausflusskoeffizienten (μ_{un}) für die beiden untersuchten Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM bzw. Stahl einzeln bestimmt werden. Für den Bereich zwischen 1 und 10 mm Spaltmaß resultiert für Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM $\mu_{un} = 0,33$ und für Schaufelaufsätze aus Stahl $\mu_{un} = 0,35$. Somit sind die Werte für den Ausflusskoeffizienten deutlich geringer als die in der Literatur angegebenen Werte zwischen 0,6 und 1,0 (siehe Kapitel 2.3.3, S. 32).

Im Zwischenraum zwischen Schaufel und Kropfgerinne herrschen bei Betrieb des Rades komplexe Strömungsverhältnisse, die deutlich von den Verhältnissen bei Stillstand (Durchfluss durch eine kleine Öffnung) abweichen. Weil die Spaltverlustdifferenzen über das gesamte untersuchte Abflussspektrum konstant sind (parallele Regressionsgeraden), können daraus folgende Schlüsse gezogen werden:

1. Gleichungen 7 bis 10 im Theorieteil beschreiben Spaltverluste in Abhängigkeit der Wasserstände, der Spaltweite und eines Ausflusskoeffizienten. Dieser Zusammenhang kann für den Bereich zwischen 1 und 10 mm grundsätzlich bestätigt werden.
2. Der Ausflusskoeffizient ist bei Bewegung des Rades im Bereich zwischen 1 und 10 mm über das gesamte Abflussspektrum konstant. Mit Werten für μ_{un} zwischen 0,33 bis 0,35 sind die Werte deutlich geringer als bei Stillstand des Rades.

Somit legt die Auswertung nahe, dass die Spaltverluste im Betrieb geringer sind als bei Stillstand des Rades und dass mit steigendem Spaltmaß der Spaltverlust (Volumenstrom) in geringerem Maße zunimmt als bisher angenommen. Weil im Rahmen dieser Untersuchung nur drei unterschiedliche Spaltmaße untersucht wurden, ist eine weitergehende Interpretation nicht möglich. Es ist jedoch denkbar, dass der Ausflusskoeffizient bei Betrieb nicht wie hier dargestellt konstant, sondern als Funktion des Spaltmaßes ($\mu_{un} = f(s_{un})$) besser dargestellt werden kann.

Weil aufgrund des durchgeführten Experimentes keine Aussage zum Spaltverlust im Bereich <1 mm möglich ist, wird für weiterführende Untersuchungen und detaillierte Modellierung der Spaltverluste vorgeschlagen, die gesamten Spaltverluste in folgende zwei Teile aufzugliedern:

1. Basisverlust, der auch bei minimalem Spaltmaß durch Imperfektionen der Anlage auftritt (hier <1 mm).
2. Zusätzlicher Verlust, der durch Erhöhung des Spaltmaßes auftritt (hier ≥ 1 mm).

Für beide Bereiche müssen die Ausflusskoeffizienten einzeln bestimmt werden. Weil Messungen mit Spaltmaßen <1 mm in der Praxis nur schwer umzusetzen sind, können sinnvolle Annahmen getroffen werden oder der Basisverlust mithilfe des theoretisch nutzbaren Durchflusses beschrieben in Kapitel 2.3.7 (S. 39) bestimmt werden.

Zusammenfassung

Die Analyse der Versuchsergebnisse mit den Spaltmaßen 1, 5 und 10 mm zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne zeigt, dass die Zunahme der Spaltverluste bei Erhöhung des Spaltmaßes deutlich geringer ausfällt als bisher durch theoretische Berechnungen angenommen. Der Ausflusskoeffizient μ_{un} beträgt für Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM 0,33 und Stahl 0,35 und entspricht somit zwischen einem Drittel und der Hälfte der in der Literatur angegebenen Werte von 0,6 bis 1,0.

Die hier vorgestellten Ergebnisse beziehen sich auf Spaltmaßdifferenzen, also Erhöhungen des Spaltmaßes von einer Ausgangsgröße (hier 1 mm). Weil die Spaltverluste bei 1 mm Spaltmaß nicht bekannt sind und nicht direkt gemessen werden können, ist eine Aussage zu den gesamten Spaltverlusten an dieser Stelle nicht möglich.

4.3.2 Verlustleistung

Untersuchung

Die Verlustleistung durch Spaltverluste ($P_{V,S}$) wird in Kapitel 2.3.3 (S. 32) und anhand Gleichung 12 in Abhängigkeit der Wasserstände Ober- und Unterstrom und des Spaltverlustes ($Q_{V,S}$) beschrieben. Der Leistungsverlust wird dabei über das gesamte Abflussspektrum als konstant beschrieben. Zur Überprüfung der Theorie wird der weiter oben in Gleichung 38 beschriebe-

ne Fall für Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM herangezogen. Die Leistungsdifferenz zwischen 1 und 10 mm Spaltmaß beträgt laut Gleichung 12 hiernach theoretisch:

$$\begin{aligned} \text{Stahl/EPDM: } \Delta P_{V,S} &= \rho \cdot g \cdot \Delta H \left(Q_{V,S1}(s_{un} = 10 \text{ mm}) - Q_{V,S1}(s_{un} = 1 \text{ mm}) \right) \\ &= 1000 \text{ kg m}^{-3} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2} \cdot 0,4 \text{ m} \cdot 6,81 \text{ s}^{-1} = 26,6 \text{ W} \end{aligned} \quad (40)$$

Ergebnis

Abbildung 38 stellt die erzielte mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit von den Spaltmaßen 1, 5 und 10 mm über das gesamte Abflussspektrum dar. Die Differenz der mechanischen Leistung in Abbildung 38a zwischen 1 und 10 mm Spaltmaß nimmt dabei über das gesamte Abflussspektrum in Form einer quadratischen Funktion ab. Bei einem Durchfluss von 30 l s^{-1} beträgt die Differenz 27 W, bei 137 l s^{-1} 0 W und bei 180 l s^{-1} –22 W. Die mechanische Leistung für ein Spaltmaß von 5 mm liegt zwischen den Werten für die Spaltmaße 1 und 10 mm.

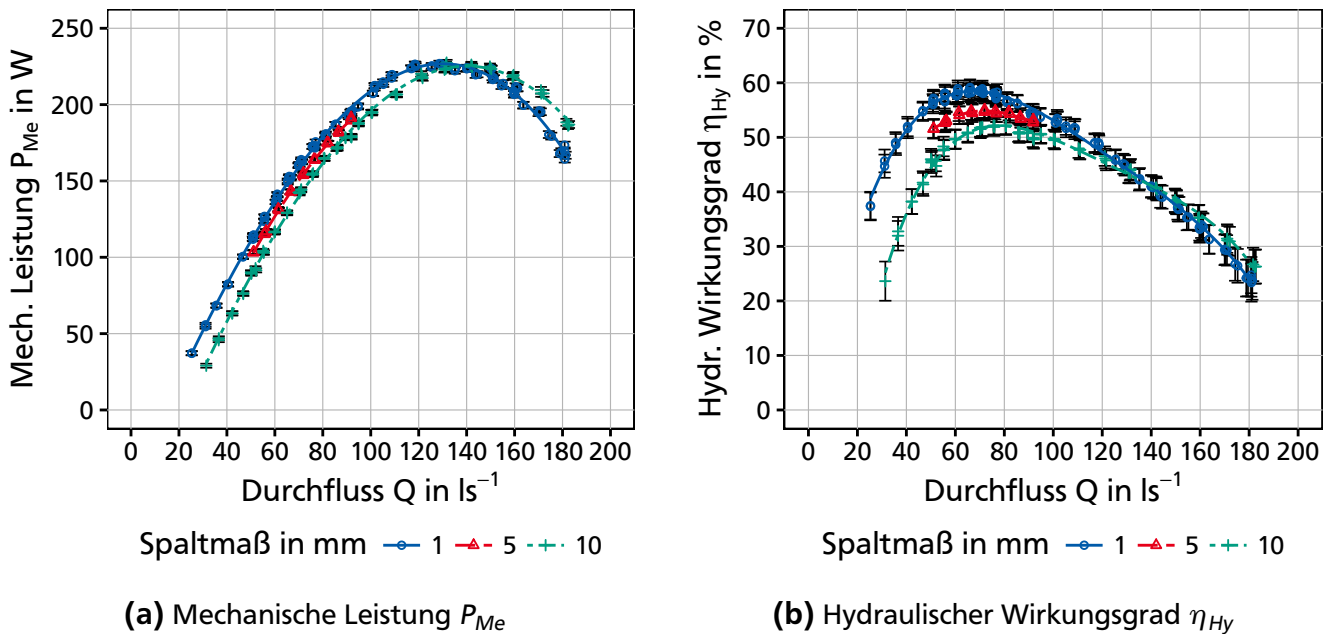


Abbildung 38: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Spaltmaße am Beispiel von Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM, $h_1 = 0,78 \text{ m}$ und $h_2 = 0,38 \text{ m}$

Die Differenz beim hydraulischen Wirkungsgrad nimmt, wie in Abbildung 38b dargestellt, ebenfalls mit zunehmendem Durchfluss ab. Bei 30 l s^{-1} beträgt die Differenz 20,5 %, bei η_{Max} (65 l s^{-1}) 7,6 % und ab einem Durchfluss von 120 l s^{-1} können keine signifikanten Unterschiede mehr festgestellt werden. Der hydraulische Wirkungsgrad für ein Spaltmaß von 5 mm liegt zwischen den Werten für die Spaltmaße 1 und 10 mm.

Diskussion

Der Einfluss des Spaltmaßes auf die mechanische Leistung ist nicht, wie in Gleichung 12 beschrieben, über das gesamte Abflussspektrum konstant. Bei geringen Durchflüssen und Drehzahlen kann zwar eine sehr gute Übereinstimmung mit der Theorie bestätigt werden, mit steigendem Durchfluss nimmt der Einfluss des Spaltmaßes auf die mechanische Leistung hingegen

stark ab. Der Leistungsverlust durch Spaltverluste ist somit abhängig von Drehzahl bzw. Durchfluss.

Auch die Auswertung der Ergebnisse für unterschiedliche Oberwasserstände in Abbildung 49 in Anhang C 3.1 zeigt, dass die Differenz der mechanischen Leistung nicht gemäß Gleichungen 12 und 39 über das gesamte Drehzahlpektrum konstant ist.

Beim hydraulischen Wirkungsgrad kann zwischen 1 und 10 mm Spaltmaß bei kleinen Durchflüssen ebenfalls ein sehr großer Einfluss des Spaltmaßes festgestellt werden. Dieser nimmt mit steigendem Durchfluss ab und ist ab ca. 120 l s^{-1} nicht mehr messbar. Bei η_{Max} werden zwischen 1 und 10 mm Spaltmaß Differenzen von 7,6 % beim Wirkungsgrad gemessen. Geht man von einer linearen Beeinflussung des Wirkungsgrades durch das Spaltmaß aus, resultiert aus jedem zusätzlichen 1 mm Spaltmaß zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne ein Wirkungsgradverlust von rund 0,9 %. Zusammengefasst ist der Einfluss des Spaltmaßes auf die Leistungskennwerte zwar geringer als bisher angenommen, aber in den relevanten Durchflussbereichen dennoch maßgeblich.

Die Untersuchung unterschiedlicher Spaltmaße zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne bei einem *Zuppingerrad* kommt bezüglich der Wirkungsgraddifferenzen bei steigenden Spaltmaßen zu ähnlichen Ergebnissen (von HARTEN, 2016, S. 58). Bei dieser Untersuchung werden pro zusätzlichem 1 mm Spaltmaß ca. 1 % Wirkungsgradeinbuße verzeichnet. Bei unter- und mittelschlächtigen Wasserrädern können die Spaltverluste im Betrieb nur schwer untersucht werden. Es ist nach den vorliegenden Ergebnissen aber gut vorstellbar, dass die dargestellten Zusammenhänge zu den Spaltverlusten auf diese Wasserräder übertragen werden können.

Zusammenfassung

Der Einfluss der Spaltverluste auf die mechanische Leistung wird bei kleinen Durchflüssen zwar durch die Theorie gut abgebildet, bei steigenden Durchflüssen nimmt der Einfluss des Spaltmaßes auf die Leistung hingegen stark ab. Entgegen bisheriger Annahmen ist der Einfluss der Spaltverluste auf die mechanische Leistung nicht konstant, sondern von der Drehzahl bzw. vom Durchfluss abhängig. Beim Wirkungsgrad werden bei geringen Durchflüssen große Differenzen von bis zu 20 % zwischen 1 und 10 mm Spaltmaß festgestellt. Diese nehmen mit zunehmendem Durchfluss ab und sind ab ca. 120 l s^{-1} nicht mehr messbar. Die Zunahme des Spaltmaßes um 1 mm führt bei η_{Max} zu einem Wirkungsgradverlust von rund 0,9 %. Im Durchflussbereich, in dem hohe hydraulische Wirkungsgrade erreicht werden, hat das Spaltmaß somit einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad, bei höheren Durchflüssen ist der Einfluss hingegen gering. Die gewonnenen Messergebnisse sind geeignet, um die formulierten Zusammenhänge auch an unter- und mittelschlächtigen Wasserrädern zu überprüfen.

4.3.3 Zusammenfassung Spaltverluste

Zur Beurteilung der WDM sind Kenntnisse bezüglich der auftretenden Spaltverluste beim Betrieb von Bedeutung. Bei bestehender linearer Drehzahl-Durchfluss Beziehung können durch Variation des Spaltmaßes die Spaltverluste auch bei Betrieb der Anlage bestimmt werden. Die Analyse der Versuchsergebnisse der untersuchten Spaltmaße 1, 5 und 10 mm zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne zeigt, dass die Zunahme des Spaltmaßes einen weitaus geringeren Einfluss auf die Spaltverluste hat als bisher angenommen. Für Spaltmaße $\geq 1 \text{ mm}$ wurden mit Werten von 0,33 bzw. 0,35 deutlich geringere Ausflusskoeffizienten ermittelt als bisher in der Literatur mit Werten zwischen 0,6 und 1,0 angegeben. Somit sind die Spaltverluste bei Betrieb des

Rades geringer als bei Stillstand. Der Einfluss auf die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad ist bei geringen Durchflüssen größer als bei hohen. Die Leistungskennwerte sind somit vom Durchfluss abhängig und nicht, wie bisher angenommen, konstant. Beim untersuchten Modell führt die Zunahme des Spaltmaßes um 1 mm bei η_{Max} zu einem zusätzlichen Wirkungsgradverlust von rund 0,9 %.

4.4 Analyse der Drehbewegung

Wie in Kapitel 2 zum Stand der Forschung beschrieben, gibt es zur Technologie WDM widersprüchliche Aussagen bezüglich der auftretenden Drehzahl- und Drehmomentschwankungen. LINTON (2013) stellte bei geringen Drehzahlen hohe Drehzahlschwankungen fest, PAUDEL (2016) und SCHNEIDER (2016) konnten hingegen keine bzw. nur sehr geringe Schwankungen feststellen.

Bei der Analyse der Versuchsbedingungen der bisherigen Untersuchungen in Kapitel 2.2.2 (S. 12) wurde festgestellt, dass PAUDEL (2016) und SCHNEIDER (2016) bei den Versuchen eine zu geringe Abtastfrequenz (1 Hz) gewählt haben. Damit wird das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem nicht eingehalten; eine Aussage zu den Schwankungen ist deshalb nicht verlässlich. Mit der hier verwendeten Messkette bestehend aus Drehgeber, Drehmomentaufnehmer und cRIO-9074 mit einer gewählten Abtastfrequenz von 33 Hz ist es möglich, die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen einer WDM über alle Betriebszustände zu untersuchen. Die auftretenden Schwankungen können dabei für alle durchgeführten Einzelmessungen analysiert und quantifiziert werden.

Im folgenden Unterkapitel werden die Ergebnisse zu den Drehzahl- und Drehmomentschwankungen unterschiedlicher Betriebszustände und geometrischer Varianten vorgestellt und miteinander verglichen. Dabei wird der Einfluss unterschiedlicher Ober- und Unterwasserstände, Spaltmaße, Schaufelaufsätze und Schaufelformen auf die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen analysiert.

4.4.1 Oberwasserstand

Untersuchung

Es wird der Einfluss des Oberwasserstandes auf die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen des Rades untersucht. Dabei werden die Ergebnisse von drei unterschiedlichen Oberwasserständen 0,5, 0,6 und 0,7 m analysiert. Dargestellt werden die Ergebnisse mit Schaufelform 1, Stahl/EPDM Schaufelaufsätzen, 1 mm Spaltmaß (Setup 111311110) und einem Unterwasserstand von $h_2 = 0,35$ m. Weil sich die mittlere Drehzahl und das mittlere Drehmoment in Abhängigkeit des Oberwasserstandes ändert, werden bei der folgenden Analyse zur Vergleichbarkeit vorwiegend die prozentualen Abweichungen zum Mittelwert betrachtet.

Ergebnisse

Drehzahl: Abbildung 39a auf der nächsten Seite zeigt die Drehzahlschwankungen unterschiedlicher Oberwasserstände über eine Dauer von 15 s, was etwa einer Umdrehung des Rades entspricht. Für diese Detailanalyse werden die Ergebnisse von drei zufällig ausgewählten Messungen dargestellt, die als repräsentativ eingestuft werden können. Die mittlere Drehzahl nimmt bei konstantem Durchfluss mit steigendem Oberwasserstand von 4,8 auf $4,2 \text{ min}^{-1}$ ab. Mit steigendem Oberwasserstand nehmen die maximal gemessenen Drehzahlschwankungen von $\pm 8,1 \%$ bei $h_1 = 0,5$ m auf maximal $\pm 11,6 \%$ bei $h_1 = 0,7$ m zu.

Um einen Überblick über das Verhalten des Rades bei unterschiedlichen, mittleren Drehzahlen zu erlangen, werden in Abbildung 39b auf der nächsten Seite die jeweiligen Maximalwerte der Drehzahlschwankung einer Messung zusammengetragen und die Werte einer ganzen Messreihe über den untersuchten Drehzahlbereich aufgetragen. Dabei kann festgestellt werden, dass die maximalen Schwankungen bei geringen Drehzahlen etwas größer sind als bei höhe-

ren Drehzahlen. Signifikante Unterschiede zwischen den untersuchten Oberwasserständen 0,5, 0,6 und 0,7 m können aber nicht festgestellt werden.

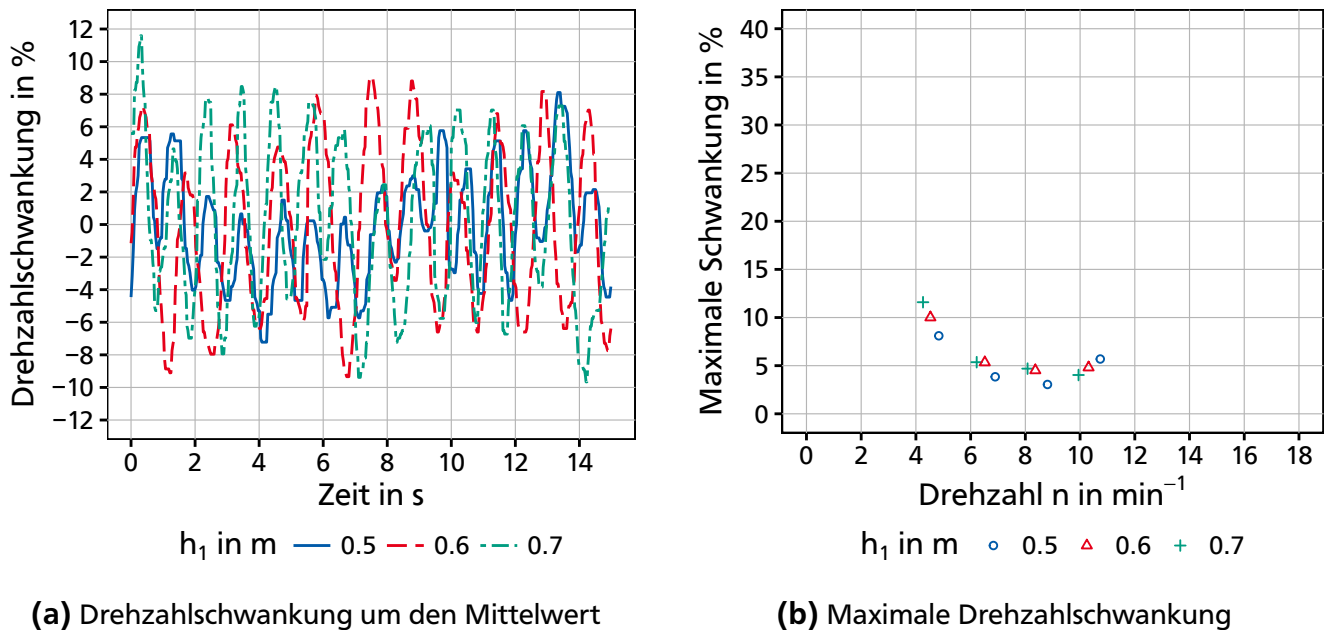


Abbildung 39: Drehzahlschwankung bei unterschiedlichen Oberwasserständen und Durchflüssen

Drehmoment: In Abbildung 40a auf der nächsten Seite werden für denselben Datensatz wie oben die Drehmomentschwankungen um den Mittelwert dargestellt. Die Auswertung der drei Oberwasserstände 0,5, 0,6 und 0,7 m zeigt, dass die maximal auftretenden Schwankungen $\pm 1,1$, $\pm 1,4$ und $\pm 0,8$ % bzw. $\pm 1,2$, $\pm 2,5$ und $\pm 2,0$ N m betragen. Es kann kein Einfluss des Oberwasserstandes auf die relativen oder absoluten Drehmomentschwankungen festgestellt werden.

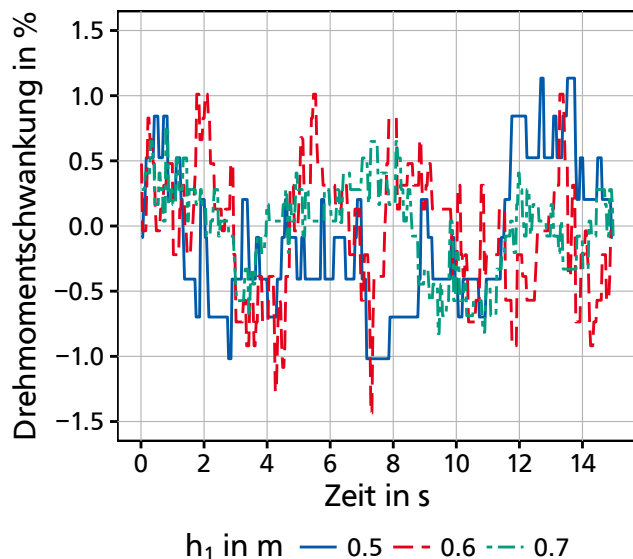
Die Darstellung der maximalen Drehmomentschwankungen um den Mittelwert über den gesamten Drehzahlbereich in Abbildung 40b auf der nächsten Seite zeigt, dass die maximal auftretenden Schwankungen mit steigender Drehzahl zunehmen. Steigende Oberwasserstände gehen mit tendenziell geringeren relativen Drehmomentschwankungen einher. Es werden dabei maximale Schwankungen beim Drehmoment von $\pm 10,2$ % bei hohen Drehzahlen gemessen.

Die Ergebnisse für die ebenfalls untersuchten Oberwasserstände 0,55, 0,65 und 0,75 m liegen im Bereich der gezeigten Werte. Abbildung 50a in Anhang C 4.1 zeigt die Drehzahlschwankungen und Abbildung 50b die entsprechenden Drehmomentschwankungen.

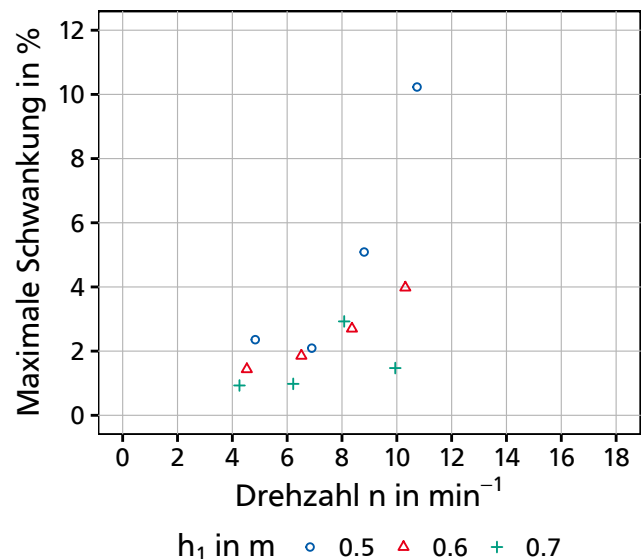
Diskussion

Drehzahl: Die drei in Abbildung 39a dargestellten Messreihen zeigen, dass mit zunehmendem Oberwasserstand die Schwankungen um die mittlere Drehzahl leicht zunehmen. Ein Pulsieren des Rades kann bei den gezeigten Amplituden von ca. 10 % und Periodendauern von ca. 1,25 s mit bloßem Auge erkannt werden. Die steigenden Schwankungen bei steigendem Oberwasserstand sind durch einen erhöhten Widerstand für die in den Wasserkörper von oben eintretenden Schaufeln zu erklären. Dies bremst das Rad stärker ab und erhöht damit die auftretenden Schwankungen.

Aus Abbildung 39a wird weiter deutlich, dass die pulsierende Drehbewegung eindeutig auf die geringe Anzahl Schaufeln zurückgeführt werden kann. Die Schwankungen sind zwar nicht



(a) Drehmomentschwankung um den Mittelwert



(b) Maximale Drehmomentschwankung

Abbildung 40: Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Oberwasserständen und Durchflüssen

gleichmäßig (Amplitude und Periodendauer sind unterschiedlich), aber einzelne Schaufeldurchgänge sind dabei deutlich erkennbar. Die Analyse längerer Zeitreihen über mehrere Umdrehungen des Rades zeigt, dass keine Wiederholung des Musters erfolgt. Gründe für die ungleichmäßige Drehbewegung sind vermutlich nicht kontrollierbare Einflüsse der Strömung (z. B. Wellenbildung Ober- und Unterstrom) und erhöhte Reibung einzelner Schaufeln am Kropfgerinne oder dem seitlichen Gehäuse.

Um bei kompakter Baugröße ein nutzbares Leistungsniveau erreichen zu können, sollte die Anlage, wie in Kapitel 4.2.3 (S. 83) beschrieben, vorzugsweise mit einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78\text{ m}$) betrieben werden. Die Ergebnisse zeigen, dass dies mit erhöhten Schwankungen der Drehzahl einhergeht.

Eine eindeutige Aussage bezüglich der Drehzahlschwankungen in Abhängigkeit der Drehzahl ist aufgrund der geringen Anzahl Messungen nicht möglich. Die Werte deuten darauf hin, dass die Schwankungen bei geringen Drehzahlen höher sind als bei hohen Drehzahlen.

Drehmoment: Die Drehmomentschwankungen, dargestellt in Abbildung 40a, können nicht wie bei der Drehzahl auf den Durchgang einer einzelnen Schaufel zurückgeführt werden. Die relativen Schwankungen, dargestellt in Abbildung 40b, nehmen mit steigendem Oberwasserstand zwar ab, die absoluten sind jedoch weitestgehend konstant. Somit ändert sich bei den relativen Drehmomentschwankungen nur das mittlere Drehmoment als Bezugsgröße, die absoluten Schwankungen um den Mittelwert sind nahezu konstant.

Eine eindeutige Aussage bezüglich der Drehmomentschwankungen in Abhängigkeit der Drehzahl ist aufgrund der geringen Anzahl Messungen nicht möglich. Die Werte deuten darauf hin, dass die relativen Schwankungen mit steigenden Drehzahlen zunehmen.

Zusammenfassung

Die Untersuchung zeigt, dass bei der WDM Drehzahlschwankungen auftreten, die eindeutig auf die geringe Anzahl Schaufeln zurückzuführen sind. Der anstehende Oberwasserstand hat

dabei Einfluss auf die Drehzahlschwankungen am Rad. Die relativen Drehzahlschwankungen nehmen mit steigendem Oberwasserstand geringfügig zu. Ursache für höhere Drehzahlschwankungen sind veränderte Strömungswiderstände bei Eintauchen der Schaufel ins Oberwasser. Da die Anlage optimalerweise bei einem Oberwasserstand an der NOK betrieben werden sollte (siehe Kapitel 4.2.3, S. 83), müssen die erhöhten Schwankungen von den nachfolgenden Komponenten aufgenommen werden können. Die Ergebnisse deuten zudem darauf hin, dass bei geringen Drehzahlen höhere Drehzahlschwankungen als bei hohen Drehzahlen auftreten. Die auftretenden Drehmomentschwankungen können keiner eindeutigen Ursache zugeordnet werden; ein Zusammenhang mit dem anstehenden Oberwasserstand oder der mittleren Drehzahl konnte dabei nicht identifiziert werden.

4.4.2 Unterwasserstand

Untersuchung

Im Folgenden wird der Einfluss des Unterwasserstands auf die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen untersucht. Dabei werden drei unterschiedliche Unterwasserstände 0,205, 0,293 und 0,38 m, was 50, 75 und 100 % der Schaufellänge (l_{sc}) entspricht, analysiert. Dargestellt werden die Ergebnisse mit Schaufelform 1, Stahl/EPDM Schaufelaufsätzen, 1 mm Spaltmaß (Setup 111311110) und einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m).

Weil sich die mittlere Drehzahl und das mittlere Drehmoment in Abhängigkeit des Unterwasserstands ändert, werden für den Vergleich, wie im Kapitel 4.4.1 (S. 108), jeweils die prozentualen Abweichungen vom Mittelwert betrachtet.

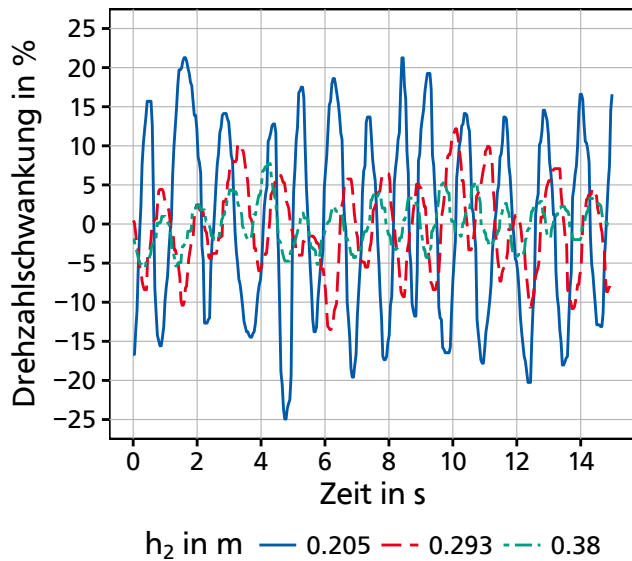
Ergebnisse

Drehzahl: Abbildung 41a auf der nächsten Seite zeigt die Auswertung der Drehzahlschwankungen von drei unterschiedlichen Unterwasserständen über eine Dauer von 15 s, was etwa einer Umdrehung des Rades entspricht. Für diese Detailanalyse werden drei zufällig ausgewählte Messungen dargestellt, die als repräsentativ eingestuft werden können. Die mittlere Drehzahl nimmt bei konstantem Durchfluss mit steigendem Unterwasser von 4,9 auf 4,6 min^{-1} ab. Die maximalen Schwankungen um den Mittelwert betragen bei einem Unterwasserstand von 0,205 m $\pm 24,9$ %, von 0,293 m $\pm 16,8$ % und von 0,38 m $\pm 7,7$ %.

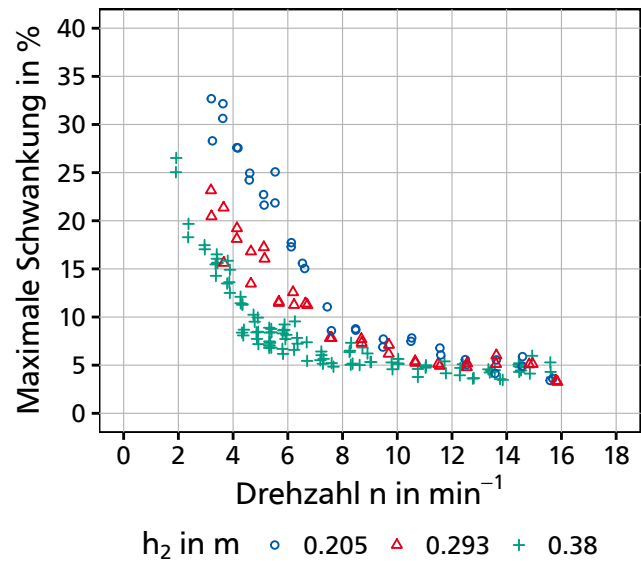
Abbildung 41b auf der nächsten Seite zeigt die maximalen Drehzahlschwankungen über den gesamten Drehzahlbereich der Anlage. Bei geringen Drehzahlen und Unterwasserständen treten mit ± 33 % die größten Schwankungen auf. Mit zunehmender Drehzahl und zunehmendem Unterwasserstand sinken die maximalen Schwankungen. Bei Drehzahlen $> 12 \text{ min}^{-1}$, was 140 s^{-1} entspricht, sinkt die Schwankung auf ca. ± 5 %. Einzelne Schaufeldurchgänge können in diesem Stadium nicht mehr erkannt werden.

Drehmoment: In Abbildung 42a auf Seite 113 werden für den selben Datensatz wie oben die Drehmomentschwankungen um den Mittelwert dargestellt. Die Auswertung der drei Unterwasserstände 0,205, 0,293 und 0,38 m zeigt, dass die maximal auftretenden Schwankungen $\pm 0,57$, $\pm 0,55$ und $\pm 0,73$ % bzw. $\pm 2,2$, $\pm 1,9$ und $\pm 2,1$ N m betragen. Signifikante Unterschiede zwischen den untersuchten Unterwasserständen können dabei nicht festgestellt werden.

Die Darstellung der maximalen Drehmomentschwankungen über den gesamten Drehzahlbereich in Abbildung 42b auf Seite 113 zeigt, dass die maximal auftretenden relativen Schwankungen mit steigender Drehzahl und steigendem Unterwasserstand zunehmen. Die absoluten Werte für die Abweichung zum Mittelwert liegen bei allen dargestellten Messungen zwischen



(a) Drehzahlschwankung um den Mittelwert



(b) Maximale Drehzahlschwankung

Abbildung 41: Drehzahlschwankung bei unterschiedlichen Unterwasserständen und Durchflüssen

$\pm 1,5$ und $\pm 5,7$ N m. Ein Zusammenhang zwischen anstehendem Unterwasserstand oder der mittleren Drehzahl kann nicht erkannt werden.

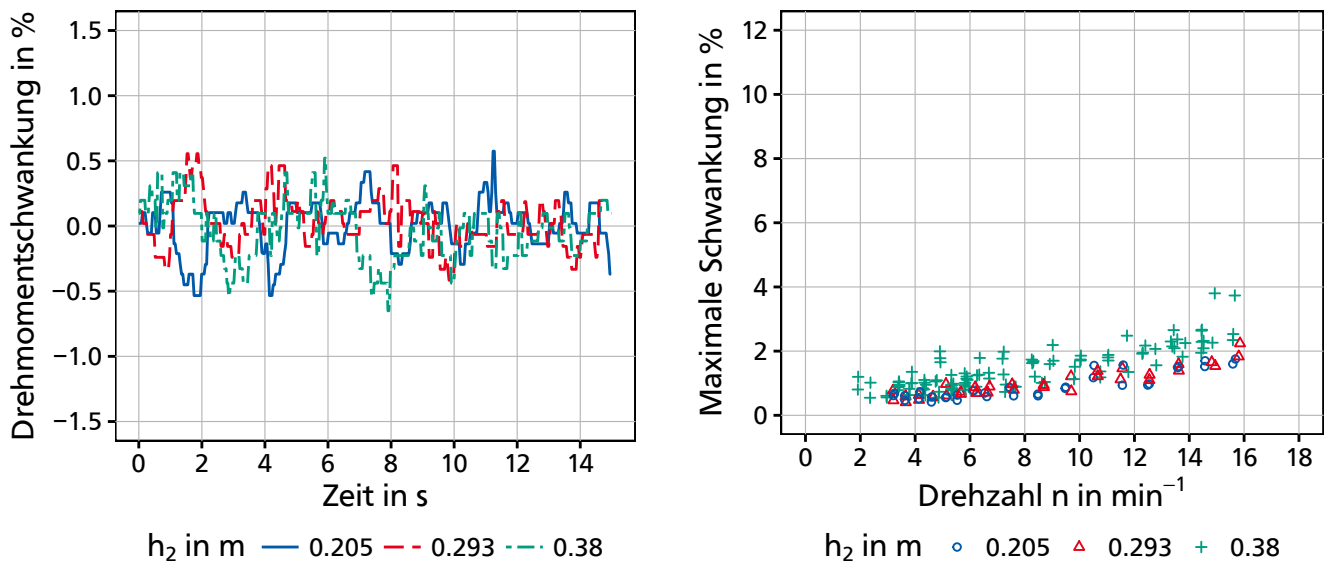
Die Ergebnisse für die ebenfalls untersuchten Unterwasserstände 0,24 und 0,31 m liegen im Bereich der gezeigten Werte. Abbildung 51a in Anhang C 4.2 zeigt die auftretenden Drehzahlschwankungen und Abbildung 51b die Drehmomentschwankungen.

Diskussion

Drehzahl: Mit zunehmendem Unterwasserstand nehmen die Schwankungen um die mittlere Drehzahl ab. Abbildung 41a macht anschaulich, dass die Ursache für die Drehzahlschwankungen die geringe Anzahl Schaufeln ist. Jeder Schaufeldurchgang ist deutlich zu erkennen. Die Schwankungen sind wie beschrieben nicht gleichmäßig was auf nicht kontrollierbare Einflüsse zurückzuführen ist.

Die auftretenden Drehzahlschwankungen sind bei geringen Drehzahlen mit maximal ± 33 % am höchsten und nehmen mit zunehmender Drehzahl auf ca. ± 5 % ab. Im Drehzahlbereich, in dem hohe Wirkungsgrade erzielt werden, betragen die Schwankungen je nach Unterwasserstand zwischen ca. 10 und 30 %. Der auf Basis weniger Beobachtungen von LINTON (2013, S. 239) formulierte Zusammenhang, dass die Drehzahl der WDM bei geringen Drehzahlen erheblich mehr schwankt als bei höheren Drehzahlen, kann somit eindeutig bestätigt werden.

Wie in Kapitel 4.2.5 (S. 89) beschrieben, werden maximale Wirkungsgrade bei der WDM bei geringen Durchflüssen zwischen 55 und 81 l s^{-1} , was geringen Drehzahlen zwischen ca. 4 und $5,6 \text{ min}^{-1}$ entspricht, erzielt. In der Natur fallen geringe Durchflüsse mit geringen Unterwasserständen zusammen. Das führt dazu, dass, wenn gute Wirkungsgrade erzielt werden, vergleichsweise hohe Drehzahlschwankungen auftreten. Diese Kombination stellt eine besondere Herausforderung für die Lastabnahme einer realen Anlage dar. Die für die Stromerzeugung erforderlichen Komponenten müssen dabei in der Lage sein, diese Schwankungen aufzunehmen und zu glätten, um eine gleichmäßige Einspeisung ins Stromnetz zu ermöglichen. Beim



(a) Drehmomentschwankung um den Mittelwert

(b) Maximale Drehmomentschwankung

Abbildung 42: Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Unterwasserständen und Durchflüssen

Rad selbst gibt es bei Beibehaltung der maßgeblichen Eigenschaften (z. B. Durchgängigkeit für Fische, Aufstau Oberwasser) nur die Möglichkeit, die Schaufelgeometrie hinsichtlich der Reduktion der auftretenden Schwankungen zu optimieren.

Drehmoment: Wie bereits bei der Untersuchung unterschiedlicher Oberwasserstände festgestellt, können die Schwankungen des Drehmomentes nicht auf den Durchgang einzelner Schaufeln zurückgeführt werden. Die auftretenden Schwankungen sind eher zufällig und mit großer Wahrscheinlichkeit auf die im Ober- und Unterwasser vorhandenen Wellen zurückzuführen. Weil durch das gewählte Messsystem mit kommunizierenden Röhren nur ein mittlerer Wasserstand Ober- und Unterstrom erfasst wird, können die auftretenden Schwankungen des Drehmomentes nicht eindeutig mit den in der Rinne vorhandenen Wellen in Verbindung gebracht werden. Eine eindeutige Zuordnung ist deshalb nicht möglich, ein Zusammenhang aber wahrscheinlich.

Die Ergebnisse zeigen, dass die relativen Drehmomentschwankungen mit steigender Drehzahl und steigendem Unterwasserstand zunehmen. Bezüglich der absoluten Drehmomentschwankungen kann nur eine Zunahme bei Drehzahlerhöhungen festgestellt werden. Der anstehende Unterwasserstand hat keinen signifikanten Einfluss auf die absoluten Drehmomentschwankungen. Die in Abbildung 42a gezeigten Unterschiede bei unterschiedlichen Unterwasserständen sind nur auf die veränderte Bezugsgröße des mittleren Drehmoments zurückzuführen.

Zusammenfassung

Es konnte mit der Untersuchung zu unterschiedlichen Unterwasserständen gezeigt werden, dass die Drehzahlschwankungen mit steigendem Unterwasserstand und steigender Drehzahl deutlich abnehmen. Bis zu einer Drehzahl von 12 min^{-1} können die Schwankungen eindeutig einzelnen Schaufeldurchgängen zugeordnet werden, darüber hinaus nicht mehr. Der Umstand, dass hohe Drehzahlschwankungen besonders bei geringen Drehzahlen auftreten, bei denen auch

die höchsten Wirkungsgrade erreicht werden, ist bei der Auslegung der Komponenten einer realen Anlage besonders zu berücksichtigen.

Die Untersuchung zeigt weiter, dass die auftretenden Drehmomentschwankungen von maximal $\pm 3,9\%$ zum Mittelwert deutlich messbar sind, aber keiner eindeutigen Ursache zugeordnet werden können. Als Ursache werden Wellen im Ober- und Unterwasser vermutet. Ein Zusammenhang zwischen dem anstehenden Unterwasserstand und den auftretenden Drehmomentschwankungen konnte nicht festgestellt werden.

4.4.3 Spaltmaß

Untersuchung

Im Folgenden wird der Einfluss des Spaltmaßes zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne (s_{un}) auf die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen untersucht. Dabei werden die drei Spaltmaße 1, 5 und 10 mm näher betrachtet. Dargestellt werden die Ergebnisse mit Schaufelform 1, Stahl/EPDM Schaufelaufsätzen (Setup 111311110, 111321110 und 111331110), einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78\text{ m}$) und einem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38\text{ m}$). Statt einer Detailanalyse, wie bei den Ober- und Unterwasserständen, werden nur die maximalen Schwankungen über den gesamten untersuchten Drehzahlbereich betrachtet.

Ergebnisse

Drehzahl: Abbildung 43a auf der nächsten Seite zeigt die maximalen Schwankungen der Drehzahl um den Mittelwert für die untersuchten Spaltmaße 1, 5 und 10 mm. In der Grafik wird deutlich, dass es keinen signifikanten Unterschied bezüglich der auftretenden Drehzahlschwankungen zwischen den unterschiedlichen Spaltmaßen gibt.

Drehmoment: Abbildung 43b auf der nächsten Seite zeigt die maximalen Schwankungen des Drehmomentes für die unterschiedlichen Spaltmaße. Auch hier können keine signifikanten Unterschiede zwischen den untersuchten Spaltmaßen festgestellt werden.

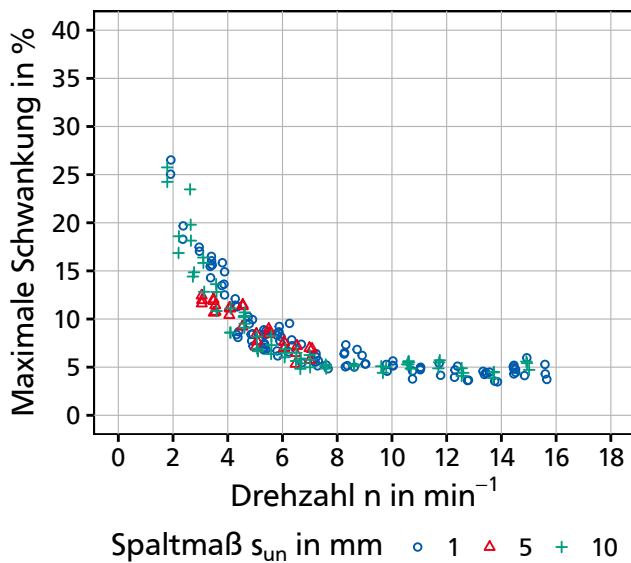
Auch die Auswertung der Ergebnisse für die ebenfalls untersuchten Schaufelaufsätze aus Stahl (Setup 111111110, 111121110 und 111131110) zeigen keine signifikanten Unterschiede für die untersuchten Spaltmaße. Abbildung 52a in Anhang C 4.3 zeigt die Drehzahlschwankungen und Abbildung 52b die Drehmomentschwankungen.

Diskussion

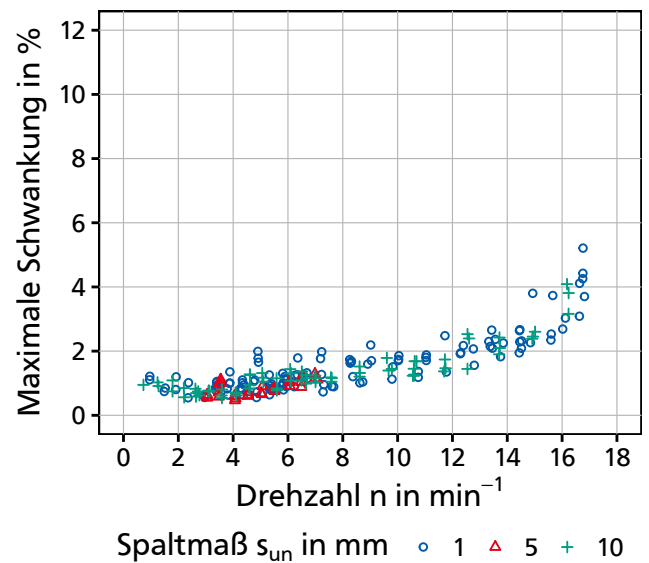
Die Größe des Spaltmaßes zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne hat keinen Einfluss auf die Qualität der Drehbewegung. Sowohl bei der Drehzahl als auch beim Drehmoment können keine Unterschiede festgestellt werden. Somit hat das Spaltmaß keinen Einfluss auf die Schwankungen von Drehzahl und Drehmoment. Der in Kapitel 4.4.2 (S. 111) gezeigte Einfluss der Drehzahl auf die Schwankungen kann durch die zusätzlichen Daten bestätigt werden.

Zusammenfassung

Das Spaltmaß zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne hat keinen Einfluss auf die auftretenden Drehzahl- und Drehmomentschwankungen am Rad.



(a) Maximale Drehzahlschwankung



(b) Maximale Drehmomentschwankung

Abbildung 43: Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Spaltmaßen mit Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM

4.4.4 Material Schaufelaufsatz

Untersuchung

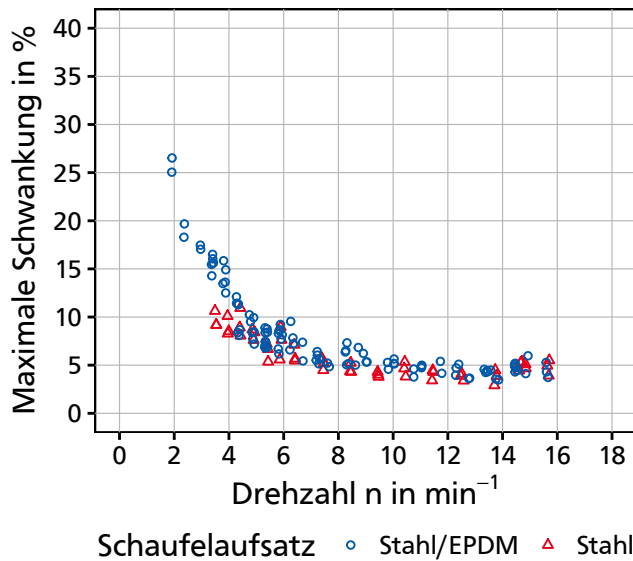
Im Folgenden wird der Einfluss des Materials für die Schaufelaufsätze – Stahl/EPDM und Stahl – auf die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen untersucht. Dargestellt werden die Ergebnisse mit Schaufelform 1, einem Spaltmaß von 1 mm (Setup 111111110 und 111311110), einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m) und einem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m). Statt einer Detailanalyse werden auch hier nur die maximalen Schwankungen über den gesamten untersuchten Drehzahlbereich betrachtet.

Ergebnisse

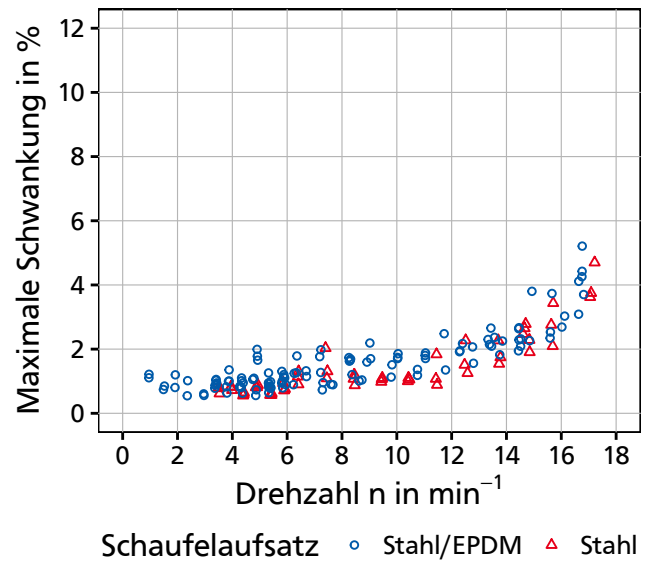
Drehzahl: Abbildung 44a auf der nächsten Seite zeigt die maximalen Schwankungen der Drehzahl um den Mittelwert für die untersuchten Schaufelaufsätze aus Stahl und Stahl/EPDM. In der Grafik wird deutlich, dass es keinen signifikanten Unterschied bezüglich der auftretenden Drehzahlschwankungen zwischen den unterschiedlichen Materialien gibt.

Drehmoment: Abbildung 44b auf der nächsten Seite zeigt die maximalen Schwankungen des Drehmomentes für die unterschiedlichen Schaufelaufsätze. Auch hier können keine signifikanten Unterschiede zwischen den untersuchten Varianten festgestellt werden.

Die Auswertung der Ergebnisse für die weiteren untersuchten Spaltmaße 5 und 10 mm (Setup 111211110, 111311110, 111321110 und 111331110) zeigt ebenfalls keine signifikanten Unterschiede für die untersuchten Schaufelaufsätze. Die Abbildungen 53a und 54a in Anhang C 4.4 zeigen die Drehzahlschwankungen und die Abbildungen 53b und 54b die Drehmomentschwankungen unterschiedlicher Spaltmaße.



(a) Maximale Drehzahlschwankung



(b) Maximale Drehmomentschwankung

Abbildung 44: Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schaufelaufsätzen bei 1 mm Spaltmaß

Diskussion

Sowohl bei den Drehzahl- als auch bei den Drehmomentschwankungen können keine Unterschiede durch das verwendete Material für die Schaufelaufsätze festgestellt werden. Somit hat das Material des Schaufelaufsatzes keinen Einfluss auf die Qualität der Drehbewegung. Der in den Kapiteln 4.4.2 (S. 111) und 4.4.3 (S. 114) gezeigte Einfluss der mittleren Drehzahl auf die Schwankungen kann durch die zusätzlichen Daten bestätigt werden.

Zusammenfassung

Das verwendete Material für die Schaufelaufsätze hat keinen Einfluss auf die auftretenden Drehzahl- und Drehmomentschwankungen am Rad.

4.4.5 Schaufelform

Untersuchung

Im Folgenden wird der Einfluss der Schaufelform auf die Drehzahl- und Drehmomentschwankungen untersucht. Dabei wird die flache, diagonal in einem Winkel von $\gamma = 15^\circ$ zur Wellenachse angeordnete Schaufel (Form 1) mit der asymmetrischen Schaufel, die mittig in einem Winkel von $\gamma = 27^\circ$ zur Wellenachse abgelenkt ist (Form 2), verglichen. Die geometrischen Unterschiede der beiden Formen sind in Kapitel 3.2.2 (S. 53) beschrieben und in Abbildung 19a auf Seite 55 dargestellt.

Für den Vergleich werden die Ergebnisse mit 1 mm Spaltmaß (Setup 111311110 und 112211120), einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m) und einem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) dargestellt.

Ergebnisse

Drehzahl: Abbildung 45a zeigt die maximalen Schwankungen der Drehzahl um den Mittelwert für die beiden Schaufelformen. Mit Form 2 treten im Bereich bis ca. 8 min^{-1} höhere Schwankungen der Drehzahl auf als mit Form 1. Ab einer Drehzahl von ca. 8 min^{-1} kann kein Unterschied zwischen den beiden untersuchten Varianten mehr festgestellt werden.

Drehmoment: Abbildung 45b zeigt die maximalen Schwankungen des Drehmomentes für die beiden Schaufelformen. Im Gegensatz zur Drehzahl können hier keine signifikanten Unterschiede zwischen den untersuchten Schaufelformen festgestellt werden.

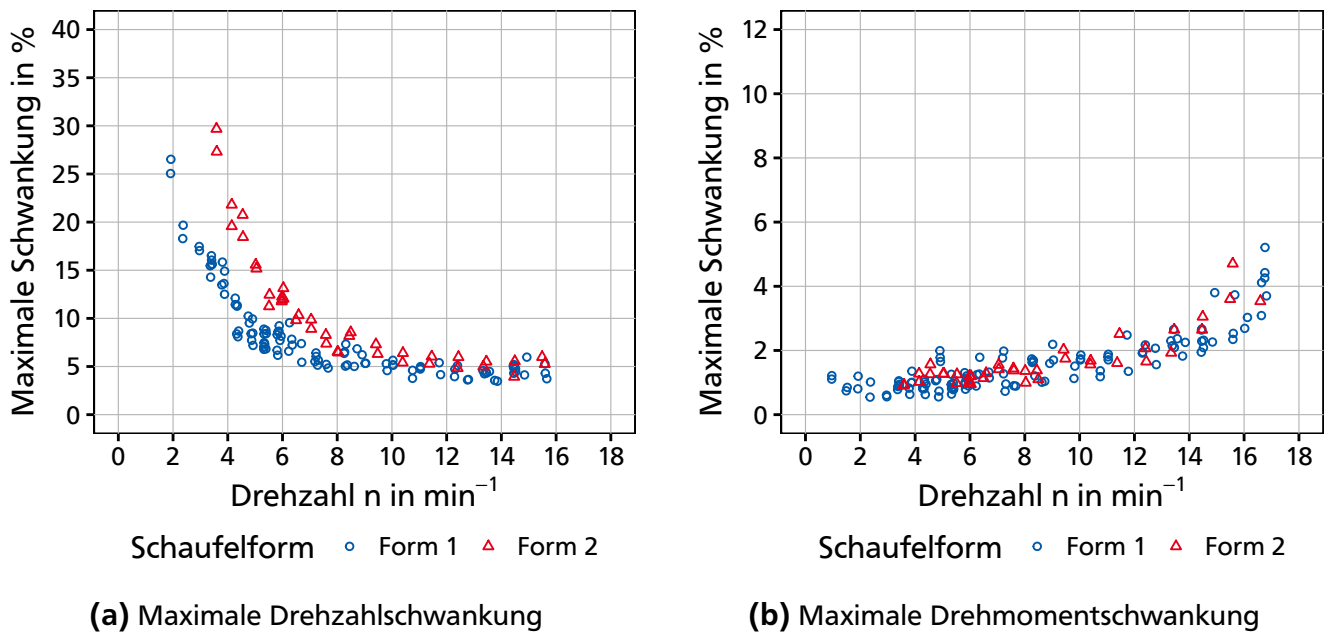


Abbildung 45: Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schaufelgeometrien

Diskussion

Drehzahl: Die alternative Schaufelform mit asymmetrisch geknicktem Schaufelblech (Form 2) führt bei geringen Drehzahlen zu ausgeprägteren Schwankungen der Drehzahl als die flache, diagonal angeordnete Schaufel (Form 1). Bei Form 1 liegen die maximalen Schwankungen ab einer Drehzahl von ca. $4,5 \text{ min}^{-1}$ unter 10%, bei Form 2 ist dies erst ab einer Drehzahl von ca. $6,5 \text{ min}^{-1}$ der Fall. Somit treten mit Form 2 bei Drehzahlen, bei denen hohe Wirkungsgrade erreicht werden, deutlich höhere Schwankungen der Drehzahl als mit Form 1 auf. Als Grund für die höheren Schwankungen bei Form 2 wird vermutet, dass aufgrund des wegen der asymmetrischen Form ungleichmäßig in den Wasserkörper eintretenden Schaufelbleches (siehe Abbildung 19 auf Seite 55) kurzzeitig ein erhöhter Widerstand auftritt. Bei Form 1 ist der Eintritt der Schaufel durch den konstanten Schaufelwinkel ($\gamma = 15^\circ$) gleichmäßiger.

Drehmoment: Die Schaufelform hat keinen Einfluss auf die auftretenden Drehmomentschwankungen.

Zusammenfassung

Die Analyse der Drehzahlschwankungen der beiden untersuchten Schaufelformen zeigt, dass Form 2 bei geringen Drehzahlen ($< 8 \text{ min}^{-1}$) höhere Schwankungen verursacht als Form 1. Bei

Drehzahlen $> 8 \text{ min}^{-1}$ kann hingegen kein Unterschied zwischen den Varianten mehr festgestellt werden. Bei den Drehmomentschwankungen können über den gesamten Drehzahlbereich keine Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Varianten festgestellt werden. Weil insbesondere bei geringen Drehzahlen hohe Wirkungsgrade erzielt werden, ist wegen der auftretenden Drehzahlschwankungen Form 1 mit flachen Schaufeln der Form 2 mit asymmetrischen Schaufeln vorzuziehen.

4.4.6 Zusammenfassung Analyse der Drehbewegung

Die Analyse der Drehzahl- und Drehmomentschwankungen unterschiedlicher Betriebszustände und geometrischer Varianten zeigt folgende Ergebnisse:

- Drehzahlschwankungen
 - Es treten Drehzahlschwankungen auf.
 - Die Drehzahlschwankungen sind eindeutig auf einzelne Schaufeldurchgänge zurückzuführen. Somit führt die geringe Schaufelanzahl zu den Drehzahlschwankungen.
 - Die Drehzahlschwankungen sind bei geringen Drehzahlen mit gemessenen Werten bis zu $\pm 33 \%$ sehr hoch und nehmen mit steigender Drehzahl deutlich ab.
 - Im Drehzahlbereich mit maximalen Wirkungsgraden (4 bis $5,6 \text{ min}^{-1}$) betragen die Schwankungen bei Oberwasserständen an der NOK und Unterwasserständen an der NUK ca. $\pm 10 \%$. Ab ca. 12 min^{-1} liegen die Schwankungen bei unter $\pm 5 \%$.
 - Das Spaltmaß und das Material der Schaufelaufsätze haben keinen Einfluss auf die Drehzahlschwankungen.
 - Mit Schaufelform 1 (flach, diagonal) treten bei kleinen Drehzahlen geringere Schwankungen auf, als mit Form 2 (asymmetrisch).
 - Mit steigendem Oberwasserstand steigen die Drehzahlschwankungen in geringem Umfang.
 - Mit steigendem Unterwasserstand sinken die Drehzahlschwankungen deutlich.
- Drehmomentschwankungen
 - Es treten Drehmomentschwankungen auf.
 - Die Drehmomentschwankungen können keiner eindeutigen Ursache zugeordnet werden. Es wird vermutet, dass die Wellen Ober- und Unterstrom das Drehmoment geringfügig beeinflussen.
 - Die absoluten Drehmomentschwankungen steigen mit steigender Drehzahl leicht an.
 - Die maximalen relativen Drehmomentschwankungen betragen bei Oberwasserständen an der NOK 5% und werden bei hohen Drehzahlen erreicht. Dies ist vorwiegend auf die geringe Bezugsgröße (geringes mittleres Drehmoment bei hohen Drehzahlen) zurückzuführen.
 - Die untersuchten Betriebszustände und geometrischen Varianten haben sehr geringen Einfluss auf die Drehmomentschwankungen. Es kann kein Zusammenhang wie bei der Drehzahl hergestellt werden.

Die Ergebnisse machen deutlich, dass bei der WDM erhebliche Drehzahlschwankungen auftreten. Die auftretenden Schwankungen sind maßgeblich von der mittleren Drehzahl und vom anstehenden Unterwasserstand abhängig.

Drehzahlschwankungen sind für die nachfolgende Lastabnahme zur Wandlung der mechanischen Energie an der Welle in elektrischen Strom eine besondere Herausforderung. Es ist nach derzeitigem Kenntnisstand unklar, wie diese pulsierende Drehbewegung effizient in elektrischen Strom gewandelt werden kann. Die hier gewonnenen Kenntnisse können als Grundlage für die Planung einer Lastabnahme herangezogen werden, da erstmalig Informationen über den gesamten Drehzahlbereich bei unterschiedlichen Betriebszuständen (Wasserstände) und geometrischen Varianten vorliegen. Somit kann die Charakteristik des Rades bei der Auslegung berücksichtigt werden.

4.5 Geometrische Varianten

Im folgenden Unterkapitel wird der Einfluss unterschiedlicher geometrischer Varianten auf die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad untersucht. Dabei werden unterschiedliche Schaufelaufsätze an der Seite und der Spitze der Schaufel sowie zwei unterschiedliche Schaufelformen miteinander verglichen.

4.5.1 Schaufelaufsatz

Untersuchung

Es wird der Einfluss der Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM und Stahl auf die Leistungskennwerte genauer analysiert. Für den Vergleich werden die Ergebnisse mit Schaufelform 1, 1 mm Spaltmaß (Setup 111311110 und 111111110), einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m) und einem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) dargestellt.

Ergebnisse

Abbildung 46 auf der nächsten Seite zeigt die Ergebnisse für die mechanische Leistung (P_{Me}) und den hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}). Beim Vergleich der beiden Schaufelaufsätze wird bei der mechanischen Leistung (Abbildung 46a) deutlich, dass bis zu einem Durchfluss von ca. 120 l s^{-1} geringe Unterschiede zwischen den Schaufelaufsätzen zu verzeichnen sind. In diesem Bereich erzielen Schaufelaufsätze aus Stahl eine um ca. 3 ± 1 W höhere Leistung als Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM. Bei 140 l s^{-1} ist hingegen die Leistung der Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM um ca. 6 ± 2 W höher als mit Schaufelaufsätzen aus Stahl (Stahl/EPDM: $218,9 \pm 1,5$ W; Stahl: $212,6 \pm 1,5$ W). Bei 180 l s^{-1} beträgt die Differenz 14 ± 3 W (Stahl/EPDM: $163,6 \pm 1,9$ W; Stahl: $149,9 \pm 2,0$ W).

Beim hydraulischen Wirkungsgrad (Abbildung 46b) wird mit Schaufelaufsätzen aus Stahl ein maximaler Wirkungsgrad von $60,0 \pm 1,5$ % bei einem Durchfluss von $55,6 \text{ l s}^{-1}$ und mit Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM ein maximaler Wirkungsgrad von $59,1 \pm 1,5$ % bei einem Durchfluss von $66,0 \text{ l s}^{-1}$ erreicht. Die Messunsicherheiten der beiden Varianten überlappen sich über den gesamten Durchflussbereich.

Diskussion

Die Auswertung der Ergebnisse zur mechanischen Leistung zeigt, dass mit Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM bis ca. 120 l s^{-1} etwa um 2 % geringere und ab ca. 120 l s^{-1} etwa 2 bis 9 % höhere Leistungen als mit Schaufelaufsätzen aus Stahl erreicht werden können. Somit haben die alternativen Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM bei geringen Durchflüssen einen kleinen Nachteil und bei höheren Durchflüssen einen deutlichen Vorteil.

Beim hydraulischen Wirkungsgrad zeigt sich, dass die geringen Differenzen der mechanischen Leistung bei niedrigen Durchflüssen jedoch deutlichen Einfluss auf den hydraulischen Wirkungsgrad der Anlage haben. Mit Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM wird der maximale Wirkungsgrad von ca. 60 % bei ca. 10 l s^{-1} höheren Durchflüssen erreicht. Somit können mit Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM höhere Durchflüsse mit hohen Wirkungsgraden energetisch genutzt werden. Bei Durchflüssen $>120 \text{ l s}^{-1}$ zeigt sich, dass die deutlichen Unterschiede bei der mechanischen Leistung nur sehr geringen Einfluss auf die Differenz des Wirkungsgrades haben. Bei 140 l s^{-1} beträgt die Differenz $1,2 \pm 2,8$ % und bei 180 l s^{-1} 2 ± 5 %. Unter Berück-

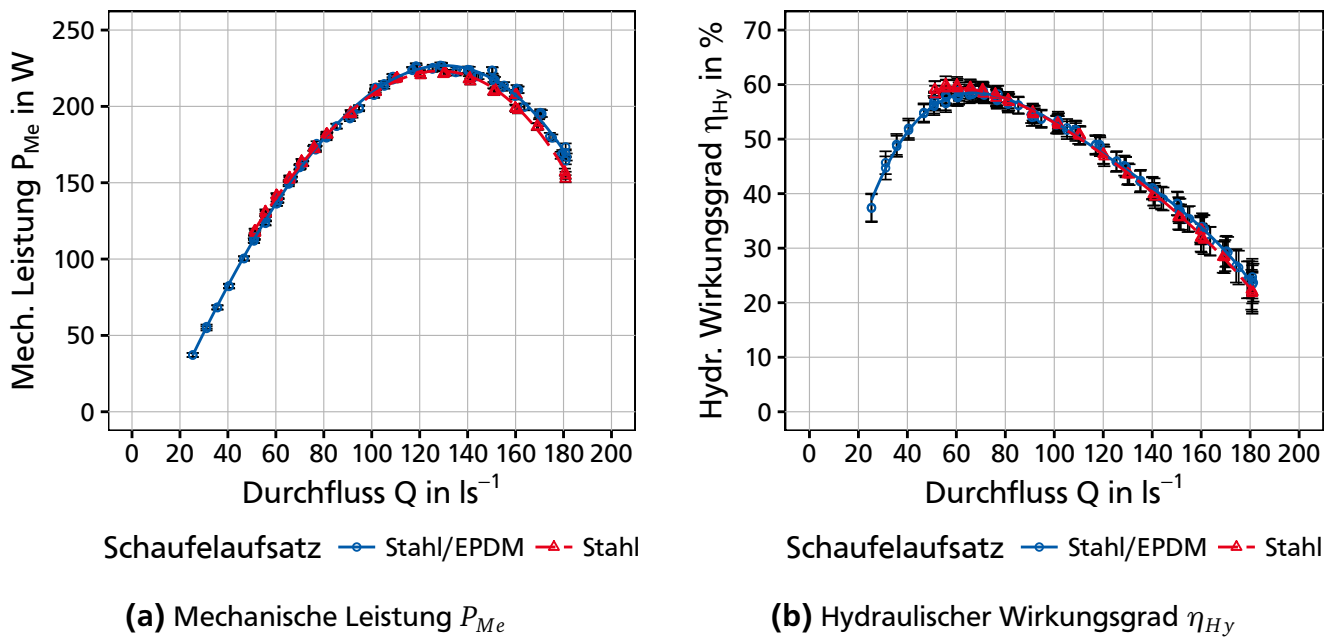


Abbildung 46: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelaufsätze am Beispiel von 1 mm Spaltmaß

sichtigung der enthaltenen Messunsicherheit gibt es keine signifikanten Unterschiede zwischen den untersuchten Varianten. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass mit Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM geringfügig höhere Wirkungsgrade erzielt werden können.

Auch die Auswertung der Ergebnisse für die ebenfalls untersuchten Spaltmaße 5 und 10 mm (Setup 111121110, 111131110, 111321110 und 111331110) kommt zu den gleichen Schlussfolgerungen. Die Abbildungen 55 und 56 in Anhang C 5.1 zeigen die Ergebnisse unterschiedlicher Spaltmaße.

Ergänzende Untersuchungen

Am physikalischen Modell wurden auch Untersuchungen zur ökologischen Durchgängigkeit mit Fischdummys durchgeführt. Bei diesen Versuchen wurden Fischdummys mit einer Länge von 12 und 20 cm mit einer plastisch verformbaren Oberfläche aus Plastic-Fermit® durch die Anlage geleitet. Nach der Passage wurden die Dummys entnommen und auf Schädigungen bzw. Deformationen der Oberfläche durch den Kontakt mit der Schaufel untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass die Verletzungsgefahr durch die weicheren und flexibleren Kanten der Stahl/EPDM Schaufelaufsätze reduziert wird. Die Analyse von Videos in Zeitlupe, die von der Seite aufgenommen wurden, belegt, dass die Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM bei Kontakt nachgeben. Bezüglich der ökologischen Durchgängigkeit haben Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM somit Vorteile gegenüber Schaufelaufsätzen aus Stahl (SCHWYZER und SAENGER, 2016b).

Im Rahmen separater Untersuchungen wurden unterschiedliche Kunststoffe hinsichtlich ihrer Eignung (Dauerhaftigkeit, Wasserbeständigkeit etc.) für den Einsatz an einem Wasserrad untersucht. Für eine wiederholte Biegebeanspruchung stellten sich EPDM Kunststoffe im Vergleich mit anderen Kunststoffen als die am besten geeigneten heraus (SALLAY, 2012). Im Vergleich zu reinen Stahlschaufeln ist im Dauerbetrieb jedoch mit Abrasionen der Schaufelkanten zu rechnen. Dies geht bei einer realen Anlage mit erhöhtem Wartungsaufwand durch den regelmäßigen Ersatz der Schaufelaufsätze einher.

Zusammenfassung

Das Material für die Schaufelaufsätze hat geringfügigen Einfluss auf die mechanische Leistung und den hydraulischen Wirkungsgrad. Bei der mechanischen Leistung sind bei geringen Durchflüssen Schaufelaufsätze aus Stahl günstiger und bei höheren Durchflüssen Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM. Beim hydraulischen Wirkungsgrad deuten die Ergebnisse darauf hin, dass mit Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM geringfügig höhere Wirkungsgrade erreicht werden können. In Verbindung mit deren günstigeren ökologischen Eigenschaften sind sie den Schaufelaufsätzen aus Stahl vorzuziehen, auch wenn damit ein erhöhter Wartungsaufwand verbunden ist.

4.5.2 Schaufelform

Untersuchung

Im Folgenden wird der Einfluss der Schaufelform auf die Leistungskennwerte untersucht. Dabei wird die flache, diagonal in einem Winkel von $\gamma = 15^\circ$ zur Wellenachse angeordnete Schaufel (Form 1) mit der asymmetrischen Schaufel, die mittig in einem Winkel von $\gamma = 27^\circ$ zur Wellenachse abgelenkt ist (Form 2), verglichen.

Für den Vergleich werden die Ergebnisse mit 1 mm Spaltmaß (Setup 111311110 und 112211120), einem Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m) und einem Unterwasserstand an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) dargestellt.

Ergebnisse

Abbildung 47 auf der nächsten Seite zeigt die Ergebnisse der beiden Schaufelformen zur mechanischen Leistung (P_{Me}) und dem hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}). Bei der mechanischen Leistung in Abbildung 47a zeigt sich, dass bis zu einem Durchfluss von 70 l s^{-1} kein Unterschied zwischen den zwei Formen festzustellen ist. Im Bereich zwischen 70 und 180 l s^{-1} werden mit Form 1 deutliche höhere mechanische Leistungen als mit Form 2 erzielt. Das Leistungsmaximum liegt bei Form 1 bei $226,9 \pm 1,9$ W und bei Form 2 bei $210,8 \pm 1,9$ W und ist somit ca. 7 % höher. Das Leistungsmaximum wird bei beiden Schaufelformen bei einem Durchfluss von ca. 129 l s^{-1} erreicht.

Beim hydraulischen Wirkungsgrad, dargestellt in Abbildung 47b, zeigt sich, dass mit beiden Schaufelformen ein sehr ähnlicher maximaler Wirkungsgrad erzielt werden kann. Mit Schaufelform 1 liegt das Maximum bei $59,1 \pm 1,5$ % bei einem Durchfluss von $66,0 \text{ l s}^{-1}$ und bei Schaufelform 2 bei $58,3 \pm 1,5$ % bei einem Durchfluss von $60,0 \text{ l s}^{-1}$. Ab einem Durchfluss von 80 l s^{-1} werden mit Form 1 höhere Wirkungsgrade als mit Form 2 erzielt. Die Differenz beträgt bei 80 l s^{-1} $1,9 \pm 2,0$ % bei 140 l s^{-1} $2,7 \pm 2,7$ % und bei 180 l s^{-1} $1,5 \pm 5,0$ %.

Diskussion

Mit beiden Schaufelformen wird mit ca. 59 % ein ähnlicher maximaler Wirkungsgrad erreicht. Bei Durchflüssen $>80 \text{ l s}^{-1}$ erreicht Form 1 im Vergleich zu Form 2 einen um ca. 2 % höheren Wirkungsgrad. Somit wird zwar mit beiden Formen ein ähnliches Maximum erreicht, mit Form 1 kann jedoch ein größeres Abflussspektrum energetisch genutzt werden. Die mit Form 2 erhoffte Reduktion der Turbulenzen im Einlaufbereich konnte nicht festgestellt werden. Aufgrund der deutlich geringeren Leistung der Form 2 ist Form 1 vorzuziehen.

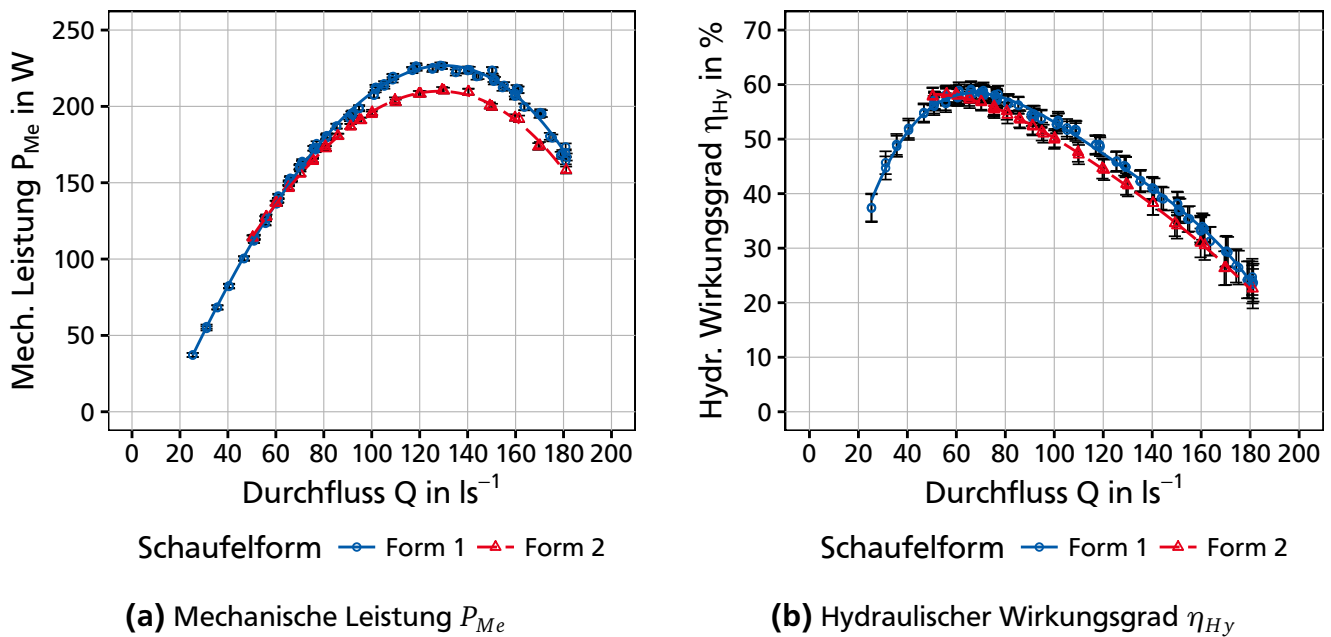


Abbildung 47: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelformen am Beispiel von 1 mm Spaltmaß

Die Auswertung der ebenfalls untersuchten Unterwasserstände 0,24 und 0,31 m führt zu den gleichen Schlussfolgerungen. Die Abbildungen 57 und 58 in Anhang C 5.2 zeigen die Ergebnisse der unterschiedlichen Unterwasserstände.

Zusammenfassung

Die untersuchte alternative Schaufelform mit einem mittleren Knick, ursprünglich zur Reduktion von Turbulenzen im Einlaufbereich konstruiert, erreicht über den gesamten Durchflussbereich geringere mechanische Leistungen und hydraulische Wirkungsgrade als die flache, diagonal angeordnete Schaufelform. Form 1 (flach, diagonal) ist deshalb gegenüber Form 2 (asymmetrisch) der Vorzug zu geben.

4.5.3 Zusammenfassung Geometrische Varianten

Im Rahmen der Untersuchung wurden zwei unterschiedliche Schaufelaufsätze (Stahl/EPDM und Stahl) und zwei unterschiedliche Schaufelformen (Form 1: flach, diagonal; Form 2: asymmetrisch) untersucht und hinsichtlich ihrer Leistungskennwerte verglichen. Die Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM haben hinsichtlich der ökologischen Durchgängigkeit Vorteile gegenüber Schaufelaufsätzen aus Stahl bei nahezu identischen Leistungskennwerten. Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM sind deshalb, trotz erhöhten Wartungsaufwandes, der Variante aus Stahl vorzuziehen. Schaufelform 1 erreicht über den gesamten Durchflussbereich deutlich höhere mechanische Leistungen und hydraulische Wirkungsgrade als Form 2; ihr ist deshalb der Vorzug zu geben.

4.6 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Mechanische Verlustleistung

Die mechanische Verlustleistung der mechanischen Komponenten des Antriebsstrangs wurde theoretisch berechnet und mithilfe eines separaten Versuchsaufbaus messtechnisch bestimmt. Diese Verlustleistung beträgt in $4,9 \pm 1,3$ W und entspricht ungefähr der Summe der theoretisch ermittelten Verlustleistung von 4,68 W. Der gemessene Wert von $4,9 \pm 1,3$ W wird als Grundlage für die Berechnung der mechanischen Leistung an der Welle herangezogen. Die enthaltene Messunsicherheit ist mit $\pm 1,3$ W bezogen auf den Messwert hoch und auf das Berechnungsverfahren (Differenzmethode) wie die verwendeten Messgeräte zurückzuführen.

Allgemeine Kennwerte

Die Auswertung der allgemeinen Kennwerte zeigt zunächst, dass bei der WDM eine lineare Drehzahl- Durchfluss Beziehung existiert. Die von PAUDEL (2016) formulierte lineare Drehzahl- Drehmoment Beziehung konnte nicht über den gesamten Drehzahlbereich bestätigt werden. Bei geringen Drehzahlen gibt es Abweichungen vom formulierten linearen Regressionsmodell.

Der anstehende Wasserstand Ober- und Unterstrom hat großen Einfluss auf die Leistungskennwerte. Für eine kompakte Baugröße des Rades ist ein Oberwasserstand an der NOK ($h_1 = 0,78$ m) günstig. Der Oberwasserstand sollte durch einen stufenlos drehzahlvariablen Betrieb konstant auf diesem Niveau gehalten werden. Der Unterwasserstand schwankt in einer natürlichen Umgebung, ist vom Abfluss abhängig und kann nicht geregelt werden. Maximale Wirkungsgrade werden bei Unterwasserständen an der NUK ($h_2 = 0,38$ m) erreicht. Dies ist bei der Wahl der vertikalen Einbaulage des Rades entsprechend zu berücksichtigen.

Über alle Messungen und Einstellungen wird mit dem physikalischen Modell eine maximale mechanische Leistung von 344 ± 2 W bei $163,21 \text{ s}^{-1}$ erreicht (Setup 111311110; Oberwasserstand $h_1 = 0,78$ m; Unterwasserstand $h_2 = 0,205$ m). Unter Berücksichtigung des Modellmaßstabes von 1 : 2,5 entspricht dies für eine reale Anlage einer maximalen Leistung von 8,5 kW bei $1,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ Durchfluss.

Der maximale Wirkungsgrad von $60,0 \pm 1,5$ % wird bei $55,61 \text{ s}^{-1}$ erreicht (Setup 111111110; Oberwasserstand $h_1 = 0,78$ m; Unterwasserstand $h_2 = 0,38$ m). Zwischen den untersuchten geometrischen Varianten gibt es deutliche Unterschiede bezüglich des maximalen Wirkungsgrades. Setup 111311110 erreicht beispielsweise nur $51,5 \pm 1,6$ %. Maximale mechanische Leistung und maximaler hydraulischer Wirkungsgrad fallen dabei auf unterschiedliche Durchfluss- bzw. Drehzahlbereiche. Hohe Leistung wird bei hohen Durchflüssen, hohe Wirkungsgrade werden bei geringen Durchflüssen erreicht.

Bisher publizierte Wirkungsgrade >60 % sind auf eine alternative Auswertemethodik (z. B. Herausrechnen der Spaltverluste) und einer günstigen Wahl des Betriebspunktes zurückzuführen. Es ist bei Beibehaltung der Charakteristik des Rades unter realistischen Betriebsbedingungen höchst unwahrscheinlich, Wirkungsgrade von mehr als 65 % zu erzielen.

Eine Dimensionsanalyse, wie sie in der Turbinentechnik üblich ist, ist zum Vergleich unterschiedlicher Varianten nicht geeignet. Die Aussagekraft der charakteristischen Kurven beschränkt sich im Fall der WDM auf untersuchte Wasserstandskombinationen und ist nicht allgemein gültig.

Die Messunsicherheit der Ergebnisse ist im Vergleich zu den bisherigen Untersuchungen deutlich geringer. Die Anforderungen der IEC-60193 für die Abnahme von Modellversuchen werden jedoch nicht eingehalten. Verbesserungen sind vor allem bei der Durchflussmessung möglich.

Spaltverluste

Die Spaltverluste, der Anteil am Gesamtdurchfluss, der zwischen Rad und Umgebung verloren geht, machen einen Großteil der gesamten Leistungsverluste aus. Der Anstieg der Spaltverluste durch ein erhöhtes Spaltmaß konnte erstmals durch eine Messung an einem sich drehenden Rad bestimmt und die Theorie dazu entsprechend angepasst werden. Die Spaltverluste nehmen dabei mit steigendem Spaltmaß in geringerem Umfang zu als zunächst angenommen. Die Spaltverluste liegen zwischen einem Drittel und der Hälfte der in der Literatur angegebenen Werte. Die Zunahme des Spaltmaßes zwischen Schaufelspitze und Kropfgerinne um 1 mm führt beim untersuchten Modell im Bereich maximaler Wirkungsgrade (η_{Max}) zu einem zusätzlichen Wirkungsgradverlust von ca. 0,9 %. Somit ist ein geringes Spaltmaß für hohe Wirkungsgrade bei der WDM dennoch von Bedeutung. Mit den gewonnenen Erkenntnissen können Kompromisse im Hinblick auf die beiden gegensätzlichen Ziele – gute ökologische Durchgängigkeit (z. B. durch Spaltmaßerhöhung) und maximale Energiegewinnung – besser bewertet werden.

Analyse der Drehbewegung

Die Analyse der Drehzahl- und Drehmomentschwankungen beim Betrieb der Anlage zeigt, dass beachtliche Drehzahlschwankungen auftreten. Die Drehzahlschwankungen sind dabei stark von der mittleren Drehzahl und vom Unterwasserstand abhängig. Bei Drehzahlen, bei denen maximale Wirkungsgrade erzielt werden, betragen die Schwankungen bei Oberwasserständen an der NOK und Unterwasserständen an der NUK ca. $\pm 10\%$. Die Schwankungen sind dabei eindeutig auf die geringe Anzahl Schaufeln zurückzuführen. Die auftretenden Schwankungen sind zudem nicht gleichmäßig und müssen von den nachfolgenden Komponenten der Energieumwandlung aufgenommen werden können. Es ist nach derzeitigem Kenntnisstand unklar, wie aus dieser pulsierenden Drehbewegung effizient elektrischer Strom gewandelt werden kann. Aus diesem Grund stellt die Entwicklung einer effizienten und kostengünstigen Lastabnahme die derzeit größte Herausforderung für die Weiterentwicklung der Technologie dar.

Geometrische Varianten

Die untersuchten alternativen Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM haben Vorteile bezüglich der ökologischen Durchgängigkeit und nur geringen Einfluss auf die Leistungskennwerte. Mit einer asymmetrischen Schaufelform werden geringere Leistungskennwerte erreicht und die gemessenen Drehzahlschwankungen sind höher. Diese Form ist somit keine Alternative zu den flachen, diagonal angeordneten Schaufeln.

Vergleich mit bisherigen Untersuchungen

Folgende Auflistung vergleicht die hier gewonnenen Ergebnisse mit den Erkenntnissen der bisherigen Untersuchungen. Die Reihenfolge der Aufzählung orientiert sich an der Auflistung in Kapitel 2.2.5 (S. 25):

- Die lineare Drehzahl-Durchfluss Beziehung kann bestätigt werden. Die Steigung ist, vermutlich aufgrund von Lufteinschlüssen, jedoch geringer als in der Theorie.

-
- Der lineare Verlauf der Drehzahl-Drehmoment Beziehung konnte nicht über das ganze Drehzahlspektrum bestätigt werden. Bei geringen Drehzahlen sind deutliche Abweichungen zum linearen Modell zu verzeichnen.
 - Der maximale hydraulische Wirkungsgrad dieser Untersuchung liegt bei ca. 60 % und ist somit bedeutend geringer als bei bisherigen Untersuchungen mit Werten bis zu 80 %.
 - Die qualitativen Beschreibungen zum Verlauf der mechanischen Leistung und des hydraulischen Wirkungsgrades über den Durchfluss können bestätigt werden. Weiter werden optimale Wirkungsgrade bei einem Oberwasserstand an der NOK und einem Unterwasserstand an der NUK erreicht.
 - Das Spaltmaß ist eine wichtige Einflussgröße für die Leistungskennwerte. Die Zunahme des Spaltmaßes über das technische Minimum hinaus hat aber bedeutend kleineren Einfluss auf die Leistungskennwerte als bisher angenommen.
 - Mit flachen, diagonal in einem Winkel von 12 bis 20° zur Radachse angeordneten Schaufeln werden vergleichsweise gute Wirkungsgrade erzielt.
 - Die widersprüchlichen Aussagen zu den Drehzahl- und Drehmomentschwankungen der bisherigen Untersuchungen konnten mit einer Vielzahl an Messwerten aufgelöst werden. Es sind deutliche Drehzahlschwankungen und geringfügige Drehmomentschwankungen festzustellen.

Insgesamt konnte ein Großteil der bisherigen Erkenntnisse zur Technologie bestätigt werden. Bei der Drehzahl-Drehmoment Beziehung, dem maximalen hydraulischen Wirkungsgrad, den Spaltverlusten und den Drehzahl- und Drehmomentschwankungen konnten bestehende Ergebnisse widerlegt und neue Erkenntnisse gewonnen werden.

5 Fazit und Ausblick

Das folgende Kapitel zieht Bilanz über die vorliegende Arbeit, gibt Empfehlungen für weitere physikalische Modellversuche und schließt mit einem Ausblick.

5.1 Fazit

Die durchgeführten großmaßstäblichen Modellversuche einer Wasserdruckmaschine (WDM) zeigen, dass mit dieser Technologie unter realistischen Betriebsbedingungen, die an einem realen Standort angetroffen werden können, hydraulische Wirkungsgrade von maximal $\eta_{Hy} \approx 60\%$ erreicht werden können. Unter Berücksichtigung des verwendeten Modellmaßstabes von 1 : 2,5 entspricht dies für eine reale Anlage (2,75 m Außendurchmesser und 2,0 m Breite) einer maximalen Leistung von 8,5 kW bei $1,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ Durchfluss. Die WDM befindet sich somit im Vergleich zu anderen Technologien zur Nutzung von Fallhöhen zwischen 0,5 und 2,5 m im Mittelfeld. Die hier ermittelten Leistungskennwerte für eine nach heutigem Kenntnisstand optimale Radgeometrie liegen deutlich unter den Angaben früherer Untersuchungen mit Wirkungsgraden bis zu 80 %. Wesentliche Gründe für die Abweichungen sind, dass hier die Messwerte angelehnt an die IEC-60193 erhoben und ausgewertet und nur realistische Betriebsbedingungen (Wasserstandskombination) bei der Auswertung berücksichtigt wurden. Die Arbeit zeigt, dass unter diesen Voraussetzungen die bisher publizierten Wirkungsgrade nicht zu erreichen sind. Wirkungsgrade $\gg 60\%$ sind nur durch signifikante Änderungen der Radgeometrie (z. B. Schau-felform, Schaufelanzahl) oder des Betriebsmodus (z. B. kein Aufstau des Oberwassers) denkbar, aber hinsichtlich anderer positiver Eigenschaften der Maschine (einfache Konstruktion, Durchgängigkeit für Sedimente und Fische) wenig sinnvoll. Diese Erkenntnisse wirken sich stark auf die bisherigen Annahmen zur Wirtschaftlichkeit der Technologie WDM aus. Werden dabei auch die Leistungskennwerte im Teillastbereich berücksichtigt, ist nach heutigem Kenntnisstand ein wirtschaftlicher Einsatz nur bei sehr geringen Bau- und Betriebskosten realisierbar.

Durch Darstellung aller Randbedingungen der durchgeführten Versuche – z. B. den geometrischen Details, den verwendeten Messgeräten, der Auswertemethodik und der Analyse der Messunsicherheit – können die Versuchsergebnisse zu einer WDM hinsichtlich ihrer Qualität eingeordnet und mit anderen Technologien zur Energiewandlung verglichen werden. Die Qualität der Ergebnisse kann mit Unsicherheiten von ca. $\pm 1\%$ bei der mechanischen Leistung und ca. $\pm 1,5\%$ beim hydraulischen Wirkungsgrad als mittel beurteilt werden. Die Unsicherheiten sind durch die Wahl der Messgeräte und der elektronischen Datenverarbeitung deutlich geringer als bei allen bisherigen Untersuchungen zur WDM. Die Anforderungen, die an Modellversuche bei Pumpen und Turbinen im Rahmen der Abnahme (engl.: *witness test*) gestellt werden (IEC-60193), konnten hingegen nicht in allen Bereichen erfüllt werden. Die Analyse der Zusammensetzung der Unsicherheit zeigt, dass durch Reduktion der Messunsicherheit bei der Durchflussmessung die Gesamtunsicherheit signifikant reduziert werden kann. Durch die strategische Versuchsplanung mit einer Fehleranalyse wurde es dennoch möglich, belastbare und wiederholbare Ergebnisse aus den Modellversuchen zu gewinnen. Die Ergebnisse können für eine Kalibrierung und Validierung eines numerischen Modells eingesetzt werden. Durch die Vielzahl der untersuchten Varianten können mehrere geometrische und betriebliche Varianten zunächst überprüft werden, um die Simulationsergebnisse breit abzustützen.

Die systematische Versuchsplanung hat gezeigt, dass bereits bei Planung und Aufbau des Modells wertvolle Erfahrungen für den Aufbau einer realen Anlage gesammelt werden können. Die erstmalige Verwendung von im Laserschnittverfahren gefertigten, rostfreien Stahlblechen für die Tragkonstruktion der Nabe und die Schaufeln hat gezeigt, dass diese einfach zu montieren sind (Schraubverbindung) und gut auf den Realmaßstab übertragen werden können. Durch die einfache Konstruktion können die einzelnen Elemente auch in Entwicklungsländern unter Einsatz einfacher Hilfsmittel zusammengebaut, gewartet und instandgesetzt werden. Somit ist das Rad potenziell für den Einsatz in Entwicklungsländern geeignet.

Durch die Spalte zwischen dem drehenden Rad und der festen Umgebung gehen bei Spaltweiten, die über das technische Minimum hinausgehen, erhebliche Anteile des Gesamtdurchflusses verloren. Bei bisherigen Versuchen wurden die Spaltverluste am stehenden Rad untersucht. Um auch eine Aussage zu den Verhältnissen am drehenden Rad zu gewinnen, wurden erstmals Versuche hierzu durchgeführt. Durch Vergleich der y-Achsenabschnitte der Drehzahl-Durchfluss-Beziehung bei unterschiedlichen Spaltmaßen konnten die Spaltverlustdifferenzen an einem sich drehenden Rad experimentell bestimmt werden. Überraschend zeigte die Untersuchung, dass die Zunahme des Spaltmaßes bei Betrieb des Rades zu geringeren Spaltverlusten führt als in der Theorie bzw. bei Stillstand des Rades. Die Spaltverluste liegen zwischen einem Drittel und der Hälfte der aus der Literatur bekannten Werte. Somit sind die Wirkungsgradeinbußen bei erhöhtem Spaltmaß, was aus Sicht der ökologischen Durchgängigkeit wünschenswert ist, deutlich geringer als bisher angenommen. Mit den Ergebnissen zur Untersuchung der Spaltverluste konnte zudem auch ein Beitrag zur Weiterentwicklung der theoretischen Bestimmung der Teilverluste geleistet werden. Weitere Untersuchungen sind notwendig, um Spaltverluste und weitere Verlustanteile im Laufrad der Anlage exakt prognostizieren zu können. Die Ergebnisse dieser Untersuchung deuten zudem darauf hin, dass die gewonnenen Erkenntnisse (geringere Spaltverluste bei Betrieb) auch auf unter- und mittelschlächtige Wasserräder übertragen werden können. Dies ist im Rahmen weiterführender Untersuchungen zu klären.

Bei der WDM wurden Drehzahl- und Drehmomentschwankungen festgestellt. Die Drehmomentschwankungen können keiner eindeutigen Ursache zugeschrieben werden und sind mit Schwankungen von maximal $\pm 5\%$ des mittleren Drehmomentes deutlich messbar. Bei der Drehzahl wurden Schwankungen von bis zu $\pm 33\%$ der mittleren Drehzahl bei geringen mittleren Drehzahlen und geringen Wasserständen gemessen. Die Schwankungen sind direkt auf die geringe Anzahl Schaufeln zurückzuführen und nehmen dabei mit zunehmender Drehzahl und höherem Unterwasserstand ab. Die systematische Analyse der auftretenden Schwankungen zeigt, dass diese insbesondere in Bereichen auftreten, bei denen hohe Wirkungsgrade erzielt werden. Somit stellen die auftretenden Drehzahlschwankungen die Weiterentwicklung der Technologie vor besondere Herausforderungen, da bisher unklar ist, wie diese pulsierenden, ungleichmäßigen Drehbewegungen kostengünstig und effizient in elektrischen Strom für den Eigenbedarf oder die Einspeisung in das Stromnetz umgewandelt werden können. Nach heutiger Einschätzung wird der weitere Erfolg der Technologie WDM maßgeblich davon abhängig sein, ob dieser Entwicklungsschritt erfolgreich gelingt. Zur Entwicklung einer entsprechenden Lastabnahme bilden die hier vorgestellten Analysen zur Qualität der Drehbewegung eine solide Arbeitsgrundlage, die viele Betriebszustände abdeckt.

Die beiden untersuchten Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM und Stahl erreichen ähnliche Leistungskennwerte. Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM haben jedoch hinsichtlich der ökologischen Durchgängigkeit Vorteile gegenüber Schaufelaufsätzen aus Stahl, weil das Verletzungsrisiko (Schnittverletzungen und Quetschungen) für Fische bei Kontakt mit der Schaufelkante deut-

lich reduziert wird. Somit konnte mit der Entwicklung eines alternativen Schaufelaufsatzes ein guter Kompromiss zwischen Leistungskennwerten und ökologischer Durchgängigkeit gefunden werden.

Die asymmetrische Schaufel, die als Alternative zur flachen, diagonal angeordneten Schaufel untersucht wurde, stellt sich insgesamt als ungeeignet heraus. Es wurden geringere mechanische Leistungen, ein geringerer Wirkungsgrad und höhere Schwankungen der Drehzahl festgestellt. Somit stellt die flache, diagonal in einem Winkel von 15° zur Radachse angeordnete Schaufel nach heutigem Kenntnisstand den günstigsten Kompromiss zwischen Leistungskennwerten und Herstellkosten dar.

Abschließend kann festgehalten werden, dass sich die Technologie WDM trotz intensiver Forschungsbemühungen noch im Versuchsstadium befindet und von einer Marktreife weit entfernt ist. Es konnten mit der vorliegenden Arbeit einige wichtige Aspekte beleuchtet und ein Beitrag zur Einordnung und Optimierung der Technologie geleistet werden. Damit konnten zugleich auch Richtung und Schwerpunkte weiterer Forschungsbemühungen bestimmt und eingegrenzt werden.

5.2 Ausblick

Der Umgang mit den bei der Analyse festgestellten erheblichen Drehzahlschwankungen stellt aktuell die größte Herausforderung für die zukünftige Entwicklung der WDM dar. Weitere Untersuchungen sollten sich deshalb zunächst darauf konzentrieren, ein kostengünstiges und effizientes System zu entwickeln, damit die mechanische Energie an der Welle des Rades trotz der auftretenden Schwankungen in nutzbare elektrische Energie gewandelt werden kann. Nur wenn es gelingt, die geringen mittleren Drehzahlen ($<6 \text{ min}^{-1}$), die mit erheblichen Drehzahlschwankungen behaftet sind, effizient in elektrischen Strom zu wandeln, hat die Technologie eine Zukunft. Es wird deshalb empfohlen, diese Entwicklung in enger Kooperation mit Fachleuten aus den Bereichen Maschinenbau, Elektrotechnik und Regelungstechnik durchzuführen, um diese Besonderheiten entsprechend zu berücksichtigen. Durch den Einsatzbereich der WDM an Standorten mit begrenztem energetischem Potenzial (geringe Fallhöhen) muss es sich bei der Lastabnahme um eine technisch einfache und auch preiswerte Lösung handeln, damit einerseits die Wirtschaftlichkeit gegeben und andererseits der Einsatz auch in Entwicklungsländern möglich ist. Es sind deshalb innovative und unkonventionelle Lösungsansätze gesucht. Erst mit einer funktionierenden Lastabnahme kann die Technologie WDM als Ganzes im Hinblick auf Wirtschaftlichkeit, Ökobilanz etc. bewertet und mit anderen Technologien verglichen werden.

Neben der Entwicklung einer geeigneten Lastabnahme wird empfohlen zu untersuchen, inwieweit die Schwankungen durch geometrische Faktoren wie Schaufelform, Schaufelanzahl, Ein- und Auslauf etc. unter Beibehaltung der wesentlichen Betriebseigenschaften reduziert werden können. Möglicherweise kann durch Maßnahmen am Rad oder der unmittelbaren Umgebung bereits eine Reduktion der Schwankungen herbeigeführt werden, was die Entwicklung der Lastabnahme vereinfachen würde.

Die hier gezeigten günstigen ökologischen Eigenschaften der Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM sind im Rahmen eines geeigneten Versuchs zu überprüfen. Möglichkeiten für den Vergleich sind weiterführende Untersuchungen mit Fischdummys oder Tierversuche. Dabei sollten die beiden Materialien (Stahl/EPDM und Stahl) direkt gegenüber gestellt werden.

Das erstellte CAD Modell ist zusammen mit den erhobenen Daten geeignet, eine numerische Simulation aufzubauen sowie das Modell zu kalibrieren und zu validieren. Mit einem nume-

rischen Modell könnten anschließend eine Vielzahl geometrischer Varianten, wie komplexe Schaufelformen (z. B. spitz zulaufend, asymmetrische, gebogen Varianten etc.) und Ein- und Auslaufgeometrien, hinsichtlich ihres Einflusses auf die Leistungskennwerte untersucht werden.

Zum besseren Verständnis der Vorgänge innerhalb des Rades sollte die Aufarbeitung und Weiterentwicklung der Theorie zur Funktionsweise der WDM Bestandteil weiterer Untersuchungen sein. Hierbei sind neben den bereits genannten Spaltverlusten auch andere Teilverluste, welche für die Energiewandlung maßgeblich sind, genauer zu untersuchen und in geeigneten Experimenten zu bestimmen. Weiterentwicklungen der Theorie können teilweise mit den hier erhobenen Daten überprüft werden.

Durch die flexible Grundkonfiguration des konzipierten Modells sind umfangreiche weitere Untersuchungen am bestehenden Modell möglich. Bei Beibehaltung von Messgeräten und Auswertung können mit geringem Umbauaufwand unterschiedliche Schaufelformen, Schaufelanzahlen und unterschiedliche Schaufelaufsätze sowie Ein- und Auslaufgeometrien untersucht werden. Mit größerem Umbauaufwand sind auch unterschiedliche Verhältnisse von Naben- zu Außendurchmesser realisierbar.

Wie eingangs erwähnt, macht eine weitere Forschungstätigkeit an der Technologie WDM nur dann Sinn, wenn eine funktionierende Lastabnahme entwickelt wurde. Fällt auf Basis dieser Neuentwicklung die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit und Ökobilanz der Gesamtanlage positiv aus, kann die WDM einen Beitrag zum Energiewandel und für die Versorgung von ländlichen Gebieten in Entwicklungs- und Schwellenländern leisten.

Zusammenfassung

Die Wasserdruckmaschine (WDM) ist ein Energiewandler für sehr geringe Fallhöhen, der einem mittelschlächtigen Wasserrad sehr ähnlich ist und im 19. Jahrhundert erstmals erwähnt wurde. Die Technologie wurde in den 1990er Jahren wiederentdeckt und in der Folge von verschiedenen Autoren und Institutionen untersucht. Es wurden theoretische Arbeiten zur Funktionsweise und Zusammensetzung der Verlustanteile sowie Untersuchungen an insgesamt fünf unterschiedlichen Labormodellen und zwei Pilotanlagen an Universitäten in Bulgarien, Deutschland und England durchgeführt. Ziele der bisherigen Untersuchungen waren, die Geometrie hinsichtlich der Energieausbeute oder der ökologischen Durchgängigkeit zu optimieren und die Funktionsweise der Technologie besser zu verstehen.

Die systematische Darstellung aller an Labormodellen und Pilotanlagen durchgeführten Versuche, von Erfindern angemeldeten Patente und entwickelten Theorien zur Funktionsweise gibt einen detaillierten Überblick über den Stand der Forschung. Die bisher durchgeführten Modellversuche sind bezüglich Geometrie, Versuchsanordnung, verwendeten Messgeräten und Auswertungsmethoden sehr unterschiedlich. Deshalb sind deren Ergebnisse nicht untereinander und auch nicht mit anderen Technologien vergleichbar. Die gezeigten Ergebnisse bezüglich des hydraulischen Wirkungsgrades und der Drehzahlschwankungen sind widersprüchlich. Zu den Spaltverlusten, dem größten Verlustanteil, liegen nur Ergebnisse bei Stillstand des Rades, nicht aber bei Bewegung des Rades vor. Ziel der vorliegenden Arbeit war es daher, durch geeignete Experimente die genannten Widersprüche aufzulösen, eine Analyse der Spaltverluste bei Betrieb durchzuführen und durch geometrische Optimierungen die Leistungsausbeute und/oder ökologische Qualität des Rades zu verbessern.

Zur Erreichung dieser Ziele wurde in einer 20 m langen und 3 m breiten Versuchsrinne in der Wasserbauhalle der Hochschule Darmstadt ein großmaßstäblicher Modellversuch geplant und aufgebaut. Die Geometrie des Modells basiert auf den Ergebnissen der umfangreichen bisherigen Studien. Das Modellrad hat einen Außendurchmesser von 1,1 m, einen Nabendurchmesser von 0,4 m, eine Breite von 0,8 m und ist mit 12 flachen, diagonal in einem Winkel von 15° zur Wellenachse angeordneten Schaufeln ausgestattet. Die Geometrie des Modellrades orientiert sich dabei an einer der bestehenden Pilotanlagen im Maßstab von 1 : 2,5. Das Modell ist für maximale Flexibilität konzipiert, damit zukünftig alternative Schaufelformen, Schaufelanzahlen, Ein- und Auslauformen etc. am gleichen Grundmodell untersucht werden können. Das Rad selbst ist größtenteils aus im Laserschnittverfahren hergestelltem, rostfreiem Stahlblech gefertigt, was bei einer realen Anlage Stabilität und Dauerhaftigkeit verspricht. Die Bauteile sind mittels Schraubverbindung lösbar gefügt, damit mit geringem Aufwand unterschiedliche Varianten untersucht werden können. Neben der beschriebenen Standardform für die Schaufeln wurden im Rahmen der durchgeführten Versuche unterschiedliche Spaltmaße, Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM und eine asymmetrische Schaufelform untersucht und miteinander verglichen. Insgesamt wurden sieben geometrische Varianten über den gesamten Durchflussbereich der Anlage untersucht.

Das Modell wird elektronisch über eine Magnetpulverbremse gebremst. Die Drehmomentmessung erfolgt mittels Reaktions-Drehmomentaufnehmer, die Drehzahlmessung mit einem Drehzahlgeber und die Wasserstände werden mit Ultraschallsensoren erfasst. Der Durchfluss wird durch Messung der Überfallhöhe über ein Thomson Wehr mittels Ultraschallsensor be-

stimmt. Die Datenverarbeitung und -aufzeichnung erfolgt elektronisch durch einen cRIO-9074 von National Instruments. Die Versuchsanordnung, Durchführung und Auswertung wird soweit möglich nach IEC-60193 (*Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*) durchgeführt. Diese Norm hat sich im Bereich von Modellversuchen mit hydraulischen Maschinen (Turbinen und Pumpen) etabliert. Aufgrund einiger Besonderheiten (z. B. freie Oberfläche) der WDM im Vergleich zu anderen hydraulischen Maschinen sind Anpassungen bei der Berechnung notwendig. Zur Einordnung der Genauigkeit der Versuchsergebnisse erfolgt eine detaillierte Analyse der Messunsicherheit.

Für die Messung der mechanischen Verlustleistung von Lager und Dichtungen wurde der Versuchsaufbau um einen Elektromotor ergänzt, der das Rad ohne Wasser in der Rinne antreibt. Zur Bestimmung der Verlustleistung werden die Eingangs- und Ausgangsleistung bei unterschiedlichen Aufbauzuständen miteinander verglichen (Strip-Down Verfahren). Dafür werden auch die beschriebenen Messgeräte verwendet.

Die Versuchsergebnisse zur mechanischen Verlustleistung zeigen, dass die erhobenen Messwerte sehr gut mit den theoretisch ermittelten Werten übereinstimmen. Kenntnisse zur mechanischen Verlustleistung sind notwendig, um die Leistungskennwerte (mechanische Leistung und hydraulischer Wirkungsgrad) der Gesamtanlage bestimmen zu können.

Bei Oberwasserständen an der Nabenoberkante (NOK) und Unterwasserständen an der Nabenunterkante (NUK) werden gute Wirkungsgrade erzielt. Über alle Messungen und Einstellungen wird eine maximale mechanische Leistung von $344 \pm 2 \text{ W}$ bei $163,21 \text{ s}^{-1}$ erreicht (Setup 111311110; Oberwasserstand $h_1 = \text{NOK}$; Unterwasserstand $h_2 = 0.5 \text{ NUK}$). Dies entspricht für eine reale Anlage unter Berücksichtigung des Modellmaßstabes von 1 : 2,5 einer maximalen Leistung von 8,5 kW bei $1,6 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ Durchfluss. Der maximale Wirkungsgrad von $60,0 \pm 1,5 \%$ wird bei $55,61 \text{ s}^{-1}$ erreicht (Setup 111111110; Oberwasserstand $h_1 = \text{NOK}$; Unterwasserstand $h_2 = \text{NUK}$). Maximale mechanische Leistung und maximaler Wirkungsgrad fallen dabei auf unterschiedliche Durchfluss- bzw. Drehzahlbereiche. Bisher publizierte höhere Wirkungsgrade sind auf eine alternative Auswertemethodik, bei der Spaltverluste nicht berücksichtigt werden, und die Wahl günstiger Betriebspunkte, die in der Natur jedoch nicht vorkommen, zurückzuführen. Es ist bei Beibehaltung der Charakteristik des Rades unwahrscheinlich, bedeutend höhere Wirkungsgrade als die gemessenen 60 % zu erzielen. Die Messunsicherheit der Ergebnisse ist im Vergleich zu den bisherigen Untersuchungen sehr gering; die Anforderungen der IEC-60193 werden jedoch nicht vollständig eingehalten. Optimierungen sind insbesondere durch eine genauere Durchflussmessung möglich.

Die Spaltverluste – der Anteil am Gesamtdurchfluss, der zwischen Rad und Umgebung verloren geht – machen einen Großteil der Gesamtverluste aus. Die Zunahme der Spaltverluste durch ein erhöhtes Spaltmaß konnte erstmals durch Messungen an einem sich drehenden Rad bestimmt werden und die Theorie dazu entsprechend angepasst werden. Die Spaltverluste nehmen dabei mit steigendem Spaltmaß in geringerem Umfang zu als zunächst angenommen. Die Zunahme des Spaltmaßes um 1 mm führt beim untersuchten Modell im Bereich maximaler Wirkungsgrade zu einem zusätzlichen Wirkungsgradverlust von ca. 0,9 %. Somit ist ein geringes Spaltmaß für hohe Wirkungsgrade bei der WDM dennoch von Bedeutung.

Die Analyse der Drehzahl- und Drehmomentschwankungen beim Betrieb der Anlage zeigt, dass die Drehzahlschwankungen stark von der mittleren Drehzahl und vom Unterwasserstand abhängig sind. Bei Drehzahlen, bei denen maximale Wirkungsgrade erzielt werden, betragen die Schwankungen ca. $\pm 10 \%$. Die Schwankungen sind dabei eindeutig auf die geringe Anzahl Schaufeln zurückzuführen. Die auftretenden Schwankungen sind zudem nicht gleichmä-

ßig und müssen daher zwingend von den nachfolgenden Komponenten der Energiewandlung aufgenommen werden. Es ist nach derzeitigem Kenntnisstand unklar, wie aus diesen deutlichen Schwankungen effizient elektrischer Strom gewandelt werden kann. Aus diesem Grund stellt die Entwicklung einer effizienten und kostengünstigen Lastabnahme die derzeit größte Herausforderung für die Weiterentwicklung der Technologie dar.

Die untersuchten alternativen Schaufelaufsätze aus Stahl/EPDM haben keinen Einfluss auf die Leistungskennwerte, jedoch deutliche Vorteile bezüglich der ökologischen Durchgängigkeit. Mit einer asymmetrischen Schaufelform werden geringere Leistungskennwerte erreicht und die Drehzahlschwankungen sind höher. Diese Form ist daher keine Alternative zu den flachen, diagonal angeordneten Schaufeln.

Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen konnte ein Beitrag zur besseren Einordnung der Technologie und zum Verständnis der Funktionsweise geleistet werden. Die vorliegende Arbeit zeigt, dass eine Energiewandlung mit einer WDM zwar prinzipiell möglich ist, die Wirkungsgrade jedoch geringer ausfallen als bisher angenommen und es bezüglich der Energiewandlung in elektrischen Strom aufgrund der auftretenden Drehzahlschwankungen weiterer, umfangreicher Entwicklungsarbeit bedarf.

Literatur

- ADAM, Beate und Boris LEHMANN (2011): *Ethohydraulik. Grundlagen, Methoden und Erkenntnisse*. Berlin und Heidelberg: Springer-Verlag. ISBN: 978-3-642-17209-0.
- ANDERER, Pia, Ulrich DUMONT, Edith MASSMANN und Rita KEUNEKE (2012): *Wasserkraftnutzung in Deutschland. Wasserrechtliche Aspekte, ökologisches Modernisierungspotenzial und Fördermöglichkeiten*. Hrsg. von UMWELTBUNDESAMT. Dessau Roßlau.
- ANDREEV, Iv., V. ANDREEV und Sn. BOZHINOVA (2013): *Umbau einer vorhandenen Schwelle am Fluss Iskar in Bulgarien in Gabionenbauweise zum Einbau eines neuartigen Energiekonverters*. unveröffentlicht. Sofia.
- ASME, Hrsg. (2011): *Hydraulic Turbines and Pump-Turbines. Performance test codes*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- BACH, C. (1886): *Die Wasserräder*. Stuttgart: Verlag von Konrad Wittwer.
- BERLENZ, Stefan (2015): „Potentialanalyse bedarfsgerecht betriebener Nebenaggregate an einem Off-Highway-Motor“. Fakultät für Maschinenbau. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie.
- BOLLRICH, Gerhard (2000): *Technische Hydromechanik 1*. 5. Aufl. Berlin: Verl. für Bauwesen. ISBN: 3345007444.
- BOZHINOVA, Sn., S. PETKOVA, D. KISLIAKOW und Iv. ANDREEV (2012): „Forschungskraftwerk mit einer Wasserdruckmaschine am Fluss Iskar (Bulgarien) im Rahmen des EU-Projektes HYLOW“. In: *Wasser - Energie, global denken - lokal handeln. [Tagungsband]*. Hrsg. von Gerald ZENZ. Graz: Verl. der Techn. Univ, S. 329–336. ISBN: 9783851252309.
- BRINNICH, Adolf (1997): „Wasserkraft - Staudruckmaschine“. F03B 7/00. AT000000404973B (Österreich). Patent.
- BRINNICH, Adolf (2001): „Wasserkraft-Staudruckmaschine - Neues, konkurrenzlos wirtschaftliches Kraftwerkskonzept“. In: *Wasserwirtschaft* 91 (2), S. 70–74.
- BRINNICH, Adolf (2005a): „Wasserkraft - Staudruckmaschine“. F03B 7/00. AT000000501575A1. Patent.
- BRINNICH, Adolf (2005b): „Wasserkraft-Staudruckmaschine“. F03B 7/00. WO002007065178A1. Patent.
- BRINNICH, Adolf (2007): *Wasserkraft - Staudruckmaschine. Neues, konkurrenzlos wirtschaftliches Kraftwerkskonzept*. Hrsg. von WICON GENERATOREN.
- DELABAR, Gangolf und Johann Gottfried DINGLER (1867): „Zuppinger'schen Wasserrades“. In: *Polytechnisches Journal* 185 (LXX), S. 249–253.
- GRABE, Michael (2014): *Measurement uncertainties in science and technology*. 2. Aufl. Cham: Springer. ISBN: 978-3-319-04887-1.
- Von HARTEN, Matthias (2016): „Das Zuppinger Wasserrad in Theorie und Praxis: Ökologische Optimierung unter Berücksichtigung ökonomischer Aspekte“. Unveröffentlichte Version vom 03.03.2016. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart.
- Von HARTEN, Matthias, Shakun PAUDEL und Nicole SAENGER (2013): „Nutzung kleiner Fallhöhen - ein Beitrag aus Forschung und Entwicklung“. In: *Wasserwirtschaft* 103 (10), S. 22–25.
- HEIMERL, Stephan und Beate KOHLER (2013): „Hydraulische Strömungsmaschinen für kleine Durchflüsse und niedrige Fallhöhen“. In: *Internationales Wasserbau-Symposium. Aachen 2013. Wasser als Energieträger*. (Aachen, 10. Jan. 2013). Hrsg. von Holger SCHÜTTRUMPF. Internatio-

- nales Wasserbau-Symposium Aachen. Lehrstuhl und Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft.
- HERWIG, Heinz (2008): *Strömungsmechanik. Einführung in die Physik von technischen Strömungen*. 1. Aufl. Studium. Wiesbaden: Vieweg + Teubner. ISBN: 978-3-8348-0334-4.
- IEC, Hrsg. (1999): *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*. Version 2. éd. Geneva: International Electrotechnical Commission.
- JCGM, Hrsg. (2008): *Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement*.
- KAMKE, Wolfgang (2014): *Der Umgang mit experimentellen Daten, insbesondere Fehleranalyse, im Physikalischen Anfänger-Praktikum. Eine elementare Einführung*. 10. erweiterte Auflage, erw. Ausg. Berichte aus der Physik. Herzogenrath: Shaker. ISBN: 9783844029215.
- KOBUS, Helmut und G. ABRAHAM (1984): *Wasserbauliches Versuchswesen*. 2., revidierte Aufl. Bd. 39. DVWK Schriften. Hamburg: P. Parey. ISBN: 3490039971.
- KRANZL, Nicole (2014): „Endlich grünes Licht für die Staudruckmaschine“. In: *Badener Zeitung*. URL: <http://www.badenerzeitung.at/2014/01/und-sie-wird-doch-gebaut.html#more-13482> (besucht am 09. 12. 2014).
- KÜHNKE, Thorsten, Andreas STERNECKER und Dietmar ULM (2011a): „Wasserkraft-Staudruckmaschine“. F03B 15/08. WO002012006647A2. KBA MODLING AG MASCHINENFABRIK. Patent.
- KÜHNKE, Thorsten, Andreas STERNECKER und Dietmar ULM (2011b): „Wasserkraft-Staudruckmaschine“. F03B 7/00. WO002012006646A3. KBA MÖDLING AG MASCHINENFABRIK. Patent.
- LINTON, Nicholas Paul (2013): „Field Trials and Development of a Hydrostatic Pressure Machine“. Faculty of Engineering & The Environment. PhD Thesis. Southampton: University of Southampton.
- LINTON, Nick (2009): „The Design and Development of Hydrostatic Pressure Machines for Small Hydropower Applications“. School of Engineering Sciences. Masterarbeit. Southampton: University of Southampton.
- LINTON, Nick (2011): „Flexible blades for water wheels and hydrostatic pressure machines“. F03B 7/00. WO002011135038A3. UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON. Patent.
- MAGER, Johannes (1990): *Mühlenflügel und Wasserrad*. 2. Leipzig: VEB Fachbuch Verlag. ISBN: 3343002577.
- MAUL, Christof und Thorben DAMMEYER (2012): „Messfehler, Fehlerberechnung und Fehlerabschätzung“. Chemie. Skript. Braunschweig: TU Braunschweig.
- MOFFAT, R. J. (1982): „Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis“. In: *Journal of Fluids Engineering* 104 (2), S. 250. ISSN: 00982202. DOI: 10.1115/1.3241818.
- MOFFAT, Robert J. (1988): „Describing the uncertainties in experimental results“. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 1 (1), S. 3–17. ISSN: 0894-1777. DOI: 10.1016/0894-1777(88)90043-X. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089417778890043X>.
- MOSONYI, Emil (1963): *Water Power Development. Low-Head Power Plants*. 2 Bde. Budapest: Akadémiai Kiadó.
- MÜHLE, Franz, Christoph RAPP und Oliver MAYER (2013): „Experimentelle Untersuchungen an einem Wasserwirbelkraftwerk“. In: *Wasserwirtschaft* 103 (7/8), S. 41–46.
- MÜLLER, Gerald (2006): „Die Staudruckmaschine - tatsächlich die innovative Neuentwicklung?“. In: *Wasserwirtschaft* 96 (11), S. 34–35.
- MÜLLER, Gerald und Tjalf BECKER (2005): „Das mittelschlächtige Wasserrad als Energiewandler für kleine Fallhöhen“. In: *Wasserwirtschaft* 95 (6), S. 8–13.

-
- MÜLLER, Gerald, Nick LINTON und Silke SCHNEIDER (2012): „Das Projekt Hylow: Die Wasserdruckmaschine. Feldversuche mit einem Prototypen“. In: *Korrespondenz Wasserwirtschaft* 102 (1), S. 30–36.
- MÜLLER, Wilhelm (1899): *Die eisernen Wasserräder. Die Schaufelräder. Berechnung, Konstruktion und Bestimmung ihres Wirkungsgrades*. Bd. 2. 3 Bde. Leipzig: von Veit & Comp.
- MÜLLER, Wilhelm (1929): *Die Wasserräder*. Leipzig: Verlag Moritz Schäfer.
- MÜLLER, Wilhelm und G. TROSSBACH (1939): *Die Wasserräder. Berechnung, Konstruktion und Wirkungsgrad ; mit Ausführungsbeispielen und einer Anleitung zur Bestimmung der Wassermengen*. 2., durchg. und erw. Aufl. / von G. Trossbach / Reprint von 1999. Detmold: Schäfer. ISBN: 9783876961170.
- NAUMANN, Stephan und Friedhelm Igel (2005): *Leitfaden für die Vergütung von Strom aus Wasserkraft. nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz für die Neuerrichtung und Modernisierung von Wasserkraftanlagen*. Hrsg. von BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT. Berlin. URL: http://www.lfu.bayern.de/wasser/wasserkraft/anlagenstatistik/doc/bmu_leitfaden_verguetung_wasserkraft.pdf.
- NUERNBERGK, Dirk Michael (2005): *Wasserräder mit Kropfgerinne. Berechnungsgrundlagen und neue Erkenntnisse*. 1. Aufl. Detmold: Schäfer. ISBN: 9783876961217.
- PAUDEL, Shakun (2016): „Experimental and Numerical study of Dethridge Wheel for Pico-scale Hydropower Generation“. Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt. URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/5302>.
- PAUDEL, Shakun, Nick LINTON, Ulrich C.E. ZANKE und Nicole SAENGER (2013): „Experimental investigation on the effect of channel width on flexible rubber blade water wheel performance“. In: *Renewable Energy* 52, S. 1–7. ISSN: 09601481. DOI: 10.1016/j.renene.2012.10.014.
- PREGER, Max (1978): „Walter Zuppinger - Ingenieur und Erfinder und sein Beitrag zur Industrialisierung Oberschwabens“. In: *Schriften des Vereins für Geschichte des Bodensees und Seiner Umgebung*. Hrsg. von VEREIN FÜR GESCHICHTE DES BODENSEES UND SEINER UMGEBUNG. Bd. 96. Friedrichshafen: Selbstverlag des Vereins, S. 153–185.
- SALLAY, Markus (2012): „Elastomerprüfung für den Einsatz am Wasserrad“. Bachelorarbeit. Darmstadt: Hochschule Darmstadt.
- SCHNEIDER, Silke (2016): „Funktionsanalyse und Wirkungsoptimierung einer Wasserdruckmaschine“. Wasserbau. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt. URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/5443>.
- SCHNEIDER, Silke, Gerald MÜLLER und Nicole SAENGER (2012): *Hylow Internal Task Report 2.4. Converter technology development*. unveröffentlicht.
- SCHNEIDER, Silke, Nicole SAENGER, Gerald MÜLLER und Ulrich C.E. ZANKE (2011): „Nutzung von geringen Fallhöhen zur Energiegewinnung. Untersuchungen an einer Wasserdruckmaschine“. In: *Korrespondenz Wasserwirtschaft* 4 (6), S. 329–334. DOI: 10.3243/kwe2011.06.003.
- SCHWYZER, Olivier (2015): „Analyse und Bewertung der Funktionsweise der Wasserdruckmaschine und Auswertung der Ergebnisse empirischer Studien“. unveröffentlicht. Wissenschaftliche Arbeit. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt.
- SCHWYZER, Olivier und Nicole SAENGER (2016a): „Alternative blade materials for technical and ecological optimization of a hydraulic pressure machine“. In: *28th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. (Grenoble, 4.–8. Juli 2016). Hrsg. von SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE. Paris, S. 1731–1739. ISBN: 979-10-93567-11-2.

- SCHWYZER, Olivier und Nicole SAENGER (2016b): „Alternative blade materials for technical and ecological optimization of a hydraulic pressure machine“. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 49, S. 102015. ISSN: 1755-1307. DOI: 10.1088/1755-1315/49/10/102015.
- SCHWYZER, Olivier und Nicole SAENGER (2016c): „Analysis of clearance gap losses on the hydraulic pressure machine“. In: *6th International Junior Researcher and Engineer Workshop on Hydraulic Structures (IJREWHS 2016)*. (Lübeck, 30.–31. Mai 2016). Hrsg. von IAHR IJREWHS. DOI: 10.15142/T33G6C. URL: <http://digitalcommons.usu.edu/ewhs/2016/Session3/1>.
- SCHWYZER, Olivier und Nicole SAENGER (2016d): „Messung der Spaltverluste an einer Wasserdrukmaschine“. In: *18. Treffen junger Wissenschaftlerinnen und Wissenschaftler wasserbaulicher Institute*. (Zürich, 24.–26. Aug. 2016). Hrsg. von JuWi-ORGANISATIONSKOMITEE 2016. Hrsg. von Claudia BECK, Christopher PASCHMANN, Isabella SCHALKO, Frederic EVERS, Pierre-Jacques FRANK, Cristina RACHELLY und Stephan KAMMERER. Versuchsanstalt für Wasserbau, Hydrologie und Glaziologie, ETH Zürich. Zürich, S. 62–64.
- SCHWYZER, Olivier, Matthias VON HARTEN, Shakun PAUDEL und Nicole SAENGER (2016): „Alte Energiewandler: Wasserräder und ihre Herausforderung für Forschung und Praxis“. In: *Internationales Symposium „Wasserbau - mehr als Bauen im Wasser“*. (Wallgau, 29. Juni–1. Juli 2016). Hrsg. von Peter RUTSCHMANN. Bd. 134. Berichte des Lehrstuhls und der Versuchsanstalt für Wasserbau und Wasserwirtschaft 134. München, S. 382–383. ISBN: 978-3-940476-10-3.
- SENIOR, James Alexander (2009): „Hydrostatic Pressure Converters for the Exploitation of Very Low Head Hydropower Potential“. School of Civil Engineering and the Environment. PhD Thesis. Southampton: University of Southampton.
- SENIOR, James Alexander, Nicole SAENGER und Gerald MÜLLER (2010): „New hydropower converters for very low-head differences“. In: *Journal of Hydraulic Research* 48 (6), S. 703–714. ISSN: 0022-1686. DOI: 10.1080/00221686.2010.529301.
- SENIOR, James Alexander, Patrick WIEMANN und Gerald MÜLLER (2008): *The rotary hydraulic pressure machine for very low head hydropower sites*. Hrsg. von UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON.
- SIGLOCH, Herbert (2014): *Technische Fluidmechanik*. 9., erg. Aufl. 2014. SpringerLink : Bücher. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-642-54292-3.
- STERNECKER, Andreas (2011): „Wasserkraft-Staudruckmaschine“. F03B 13/08. WO002012024704A1. KBA MÖDLING AG MASCHINENFABRIK. Patent.
- TRÄNKLER, Hans-Rolf und Leo REINDL, Hrsg. (2014): *Sensortechnik. Handbuch für Praxis und Wissenschaft*. 2., völlig neu bearb. Aufl. 2014. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-642-29942-1.
- TROGER, Marcel, Silke SCHNEIDER, Jens WIESEMANN, Gerald MÜLLER und Nicole SAENGER (2009): „Über Rotationswasserdrukmaschinen und deren Optimierung“. In: *Wasserkraftnutzung im Zeichen des Klimawandels. Angepasste Strategien - neue Technologien = Waterpower and climate change*. Hrsg. von Jürgen STAMM. Bd. 39. Dresdner wasserbauliche Mitteilungen 39. Dresden: IWD, S. 179–188. ISBN: 3860051016.
- ULM, Dietmar (2012): „Wasserkraft-Staudruckmaschine“. E02B 9/00. WO2012006648 A1. KBA MÖDLING AG MASCHINENFABRIK. Patent. URL: <http://www.google.com/patents/WO2012006648A1> (besucht am 16.07.2013).
- WEBER, Martin (2015): „Messkonzept für den Versuchsstand der Wasserdrukmaschine an der Hochschule Darmstadt“. unveröffentlicht. Forschungsprojekt. Darmstadt: Hochschule Darmstadt.

-
- WIEMANN, Patrick, Gerald MÜLLER und James Alexander SENIOR (2007): „Review of current developments in low head, small hydropower“. In: *32nd congress of IAHR, the International Association of Hydraulic Engineering & Research*. (Venedig, 1.–6. Juli 2007). Hrsg. von IAHR. International Association for Hydraulic Research. Venezia: CORILA. ISBN: 9788889405062.
- WITTEL, Herbert, Wilhelm MATEK, Dieter MUHS und Hermann ROLOFF (2015): *Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung*. 22., überarb. und erw. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-658-09082-1.
- WÖLFEL, Wilhelm (1987): *Das Wasserrad. Technik und Kulturgeschichte*. Wiesbaden: U. Pflüger. ISBN: 3762526028.

Anhang

Inhaltsverzeichnis Anhang

A	Codierung der Varianten	145
B	Messunsicherheit Fehlerfortpflanzung	147
B 1	Gaußsches Fehlerfortpflanzungsgesetz	147
B 2	Lineares Fehlerfortpflanzungsgesetz	149
C	Ergebnisse	153
C 1	Rohdaten	153
C 2	Allgemeine Kennwerte	171
C 2.1	Drehzahl-Durchfluss und Drehzahl-Drehmoment Beziehung	171
C 3	Spaltverlust	172
C 3.1	Verlustleistung	172
C 4	Analyse der Drehbewegung	173
C 4.1	Oberwasserstand	173
C 4.2	Unterwasserstand	174
C 4.3	Spaltmaß	175
C 4.4	Schaufelaufsatz	176
C 5	Geometrische Varianten	177
C 5.1	Schaufelaufsatz	177
C 5.2	Schaufelform	178

A Codierung der Varianten

1. Grundform
 1. Form 1 ($B_{Rad} = 0,8 \text{ m}$, $d_A = 1,1 \text{ m}$, $d_N = 0,4 \text{ m}$)
2. Einstellung Fischpass
 1. Geschlossen
 2. Überfall
 3. 20 cm seitlich geöffnet
3. Schaufelform
 1. Form 1: Flach, Diagonal, 15° zur Wellenachse
 2. Form 2: Asymmetrisch (links flach, rechts diagonal 27° zur Wellenachse)
4. Schaufelaufsatz
 1. Stahl (siehe Abbildung 18a auf Seite 54)
 2. EPDM (siehe Abbildung 19b auf Seite 55)
 3. Stahl/EPDM Verbund (siehe Abbildung 18b auf Seite 54)
5. Spaltmaß
 1. 1 mm
 2. 5 mm
 3. 10 mm
6. Einlauf
 1. Scharfkantig ohne Optimierung
7. Auslauf
 1. Scharfkantig ohne Optimierung
8. Software Version
 1. 1.0.1
 2. 1.0.2
9. Reserve
 0. keine Bemerkung

Beispiel

Die Codierung 112221110 bedeutet dabei: Grundform 1 des Rades mit 0,8 m Breite, 1,1 m Außendurchmesser und 0,4 m Nabendurchmesser, Fischpass geschlossen, asymmetrischen Schaufelform, Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) Schaufelaufsatz, 5 mm Spaltmaß, Einlauf Form 1, Auslauf Form 1, Softwareversion 1.0.1, keine Bemerkungen.

Die verwendete Codierung ist bewusst sehr weit gefasst, um auch weitergehende Untersuchungen an der Versuchsanlage ohne Neudefinition abzudecken.

B Messunsicherheit Fehlerfortpflanzung

B 1 Gaußsches Fehlerfortpflanzungsgesetz

Für die Energiehöhendifferenz (ΔH) nach Gleichung 21 unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung zur Berechnung von v_1 und v_2 nach Gleichung 22 ergibt sich folgende vollständige Darstellung:

$$\Delta H = h_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right) = h_1 + \frac{\left(\frac{Q}{B_{Ge,1}(h_1 - h_{So})} \right)^2}{2g} - \left(h_2 + \frac{\left(\frac{Q}{B_{Ge,2}h_2} \right)^2}{2g} \right) \quad (41)$$

Durch einsetzen von Gleichung 41 in Gleichung 34 ergibt sich die absolute Unsicherheit der Energiehöhendifferenz zu:

$$\delta \Delta H = \left\{ \left(\left(1 - \frac{Q^2}{B_{Ge,1}^2 g (h_1 - h_{So})^3} \right) \delta h_1 \right)^2 + \left(\left(\frac{Q^2}{B_{Ge,2}^2 g h_2^3} - 1 \right) \delta h_2 \right)^2 + \left(\left(\frac{Q}{B_{Ge,1}^2 g h_1^2} - \frac{Q}{B_{Ge,2}^2 g h_2^2} \right) \delta Q \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (42)$$

Für die hydraulische Leistung (P_{Hy}) nach Gleichung 19 ergibt sich die absolute und relative Unsicherheit der hydraulischen Leistung zu:

$$\begin{aligned} \delta P_{Hy} &= \sqrt{(Q \varrho g \delta \Delta H)^2 + (\Delta H \varrho g \delta Q)^2} \\ \frac{\delta P_{Hy}}{P_{Hy}} &= \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta H}{\Delta H} \right)^2 + \left(\frac{\delta Q}{Q} \right)^2} \end{aligned} \quad (43)$$

Für die mechanische Leistung P_{Me} nach Gleichung 26 ergibt sich die absolute Unsicherheit der mechanischen Leistung zu:

$$\delta P_{Me} = \sqrt{\delta P_{Me,1}^2 + \delta P_{V,Me}^2} \quad (44)$$

mit

$$\delta P_{Me,1} = \sqrt{(2 \pi n \delta M)^2 + (2 \pi M \delta n)^2}$$

$$\frac{\delta P_{Me,1}}{P_{Me,1}} = \sqrt{\left(\frac{\delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{\delta n}{n}\right)^2}$$
(45)

und

$$\delta P_{V,Me} = \sqrt{\delta P_{V,Me,1}^2 + \delta P_{V,Me,2}^2}$$
(46)

Für den hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}) nach Gleichung 24 ergibt sich die absolute und relative Unsicherheit des hydraulischen Wirkungsgrades zu:

$$\delta \eta_{Hy} = \sqrt{\left(\frac{\delta P_{Me}}{P_{Hy}}\right)^2 + \left(-\frac{P_{Me}}{P_{Hy}^2} \delta P_{Hy}\right)^2}$$

$$\frac{\delta \eta_{Hy}}{\eta_{Hy}} = \sqrt{\left(\frac{\delta P_{Me}}{P_{Me}}\right)^2 + \left(\frac{\delta P_{Hy}}{P_{Hy}}\right)^2}$$
(47)

Wird die mechanische Verlustleistung ($P_{V,Me}$) zur Berechnung der mechanischen Leistung berücksichtigt (siehe Gleichung 26), ergibt sich für den hydraulischen Wirkungsgrad unter Berücksichtigung aller Messgrößen (ΔH , Q , n , M , $P_{V,Me}$) folgende vollständige Darstellung:

$$\eta_{Hy} = \frac{2 \pi M n + P_{V,Me}}{\Delta H Q \varrho g}$$
(48)

Für den hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}) nach Gleichung 48 ergibt sich die absolute Unsicherheit nach Gleichung 34 zu:

$$\delta \eta_{Hy} = \left\{ \left(\frac{2 \pi n}{\Delta H Q \varrho g} \delta M \right)^2 + \left(\frac{2 \pi M}{\Delta H Q \varrho g} \delta n \right)^2 + \left(-\frac{2 \pi M n + P_{V,Me}}{\Delta H^2 Q \varrho g} \delta \Delta H \right)^2 \right. \\ \left. + \left(-\frac{2 \pi M n + P_{V,Me}}{\Delta H Q^2 \varrho g} \delta Q \right)^2 + \left(\frac{1}{\Delta H Q \varrho g} \delta P_{V,Me} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$
(49)

Beispiel

Am Beispiel einer zufällig gewählten Messung (30.04.2015, 12:08) wird die Unsicherheit für die ermittelten Messwerte und die berechneten Parameter in Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Messunsicherheit am Beispiel der Messung vom 30.04.2015, 12:08

Parameter	Einheit	Messwert	$\delta_{x,Sy}$	$\delta_{x,Zu}$	δ_x	Ausgabe
h_1	m	0,780 61	0,000 18	0,000 04	0,000 18	$0,7806 \pm 0,0002$ m
h_2	m	0,380 56	0,000 40	0,000 02	0,000 40	$0,3806 \pm 0,0004$ m
Q	$l s^{-1}$	65,9934	0,533 15	0,061 23	0,534 51	$66,0 \pm 0,5$ $l s^{-1}$
n	min^{-1}	4,872 48	0,012 23	0,001 98	0,012 39	$4,87 \pm 0,01$ min^{-1}
M	N m	290,168	1,290 17	0,053 39	1,291 27	$290,2 \pm 1,3$ N m
ΔH	m	0,399 52	0,000 44	0,000 05	0,000 44	$0,3995 \pm 0,0004$ m
P_{Hy}	W	258,647	2,088 71	0,250 64	2,103 69	$258,6 \pm 2,1$ W
$P_{Me,1}$	W	148,056	0,755 92	0,065 98	0,758 79	$148,1 \pm 0,8$ W
$P_{V,Me}$	W	4,900 00	1,262 21	0,126 25	1,269 95	$4,9 \pm 1,3$ W
P_{Me}	W	152,956	1,471 26	0,142 45	1,479 37	$153,0 \pm 1,5$ W
η_{Hy}	%	59,1371	1,479 29	0,173 87	1,490 54	$59,1 \pm 1,5$ %

B 2 Lineares Fehlerfortpflanzungsgesetz

Weil für die Beurteilung der bisherigen Untersuchungsergebnisse nur Einzelmessungen und keine detaillierten Angaben zum Höhenversatz der Sohle (h_{so}) vorliegen, kann im Gegensatz zu oben, die Berechnung der Energiehöhendifferenz (ΔH) nach Gleichung 21 statt 41 erfolgen. Weil es sich um eine grobe Abschätzung der maximalen Unsicherheit handelt, wird zusätzlich auf die Berücksichtigung der Geschwindigkeitstherme (v_1, v_2) verzichtet. Nach Gleichung 35 ergibt sich die maximale Unsicherheit der Energiehöhendifferenz ($\Delta\Delta H$) zu:

$$\Delta\Delta H = \Delta h_1 + \Delta h_2 \quad (50)$$

Für die hydraulische Leistung (P_{Hy}) nach Gleichung 19 ergibt sich die absolute und relative maximale Unsicherheit der hydraulischen Leistung zu:

$$\begin{aligned} \Delta P_{Hy} &= Q \varrho g \Delta\Delta H + \Delta H \varrho g \Delta Q \\ \frac{\Delta P_{Hy}}{P_{Hy}} &= \frac{\Delta\Delta H}{\Delta H} + \frac{\Delta Q}{Q} \end{aligned} \quad (51)$$

Für die mechanische Leistung P_{Me} nach Gleichung 23 ergibt sich die absolute und relative maximale Unsicherheit der mechanischen Leistung zu:

$$\begin{aligned} \Delta P_{Me} &= 2 \pi n \Delta M + 2 \pi M \Delta n \\ \frac{\Delta P_{Me}}{P_{Me}} &= \frac{\Delta M}{M} + \frac{\Delta n}{n} \end{aligned} \quad (52)$$

Für den hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}) nach Gleichung 24 ergibt sich die absolute und relative maximale Unsicherheit nach Gleichung 35 zu:

$$\Delta\eta_{Hy} = \left| \frac{\Delta P_{Me}}{P_{Hy}} \right| + \left| -\frac{P_{Me}}{P_{Hy}^2} \Delta P_{Hy} \right| \quad (53)$$

$$\frac{\Delta\eta_{Hy}}{\eta_{Hy}} = \frac{\Delta P_{Me}}{P_{Me}} + \frac{\Delta P_{Hy}}{P_{Hy}}$$

Weil die mechanische Verlustleistung ($P_{V,Me}$) der bisherigen Untersuchungen nicht bekannt ist, kann der hydraulische Wirkungsgrad unter Berücksichtigung aller bekannten Messgrößen (h_1, h_2, Q, n, M) wie folgt dargestellt werden:

$$\eta_{Hy} = \frac{2 \pi M n}{(h_1 - h_2) Q \varrho g} \quad (54)$$

Für den hydraulischen Wirkungsgrad (η_{Hy}) nach Gleichung 54 ergibt sich die absolute und relative Unsicherheit nach Gleichung 35 somit zu:

$$\Delta\eta = \left| -\frac{Mn2\pi}{(h_1 - h_2)^2 Q \varrho g} \Delta h_1 \right| + \left| \frac{Mn2\pi}{(h_1 - h_2)^2 Q \varrho g} \Delta h_2 \right| + \left| -\frac{Mn2\pi}{(h_1 - h_2) Q^2 \varrho g} \Delta Q \right|$$

$$+ \left| \frac{n2\pi}{(h_1 - h_2) Q \varrho g} \Delta M \right| + \left| \frac{M2\pi}{(h_1 - h_2) Q \varrho g} \Delta n \right| \quad (55)$$

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2}{h_1 - h_2} + \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{\Delta M}{M} + \frac{\Delta n}{n}$$

Tabelle 15: Maximale Messunsicherheit der bisherigen Untersuchungen

			Southampton Modell 1	Southampton Modell 2	Southampton Modell 3	Darmstadt Modell	Partenstein Modell	Dethridge Wheel	Partenstein Pilotanlage	Iskar Pilotanlage	Diese Untersuchung
Messinstrumente											
Wasserstand			Maßstab	Maßstab	Maßstab	Maßstab	Maßstab	Maßstab	Maßstab	Unbekannt	Ultraschall
Durchfluss			Messwehr	Messwehr	Messwehr	MID	Messwehr	MID	Messwehr	Messwehr	Messwehr
Drehzahl			Stoppuhr	Drehzahlgeber	Drehzahlgeber	Drehzahlgeber	Drehzahlgeber	Drehzahlgeber	Stoppuhr	Unbekannt	Drehzahlgeber
Drehmoment			Federwaage	Kraftmessdose	Kraftmessdose	Drehmoment- aufnehmer	Kraftmessdose	Drehmoment- aufnehmer	U+I Generator	UI Generator	Drehmoment- aufnehmer
Datenaufnahme			Händisch	EDV/Händisch	EDV/Händisch	EDV/Händisch	EDV/Händisch	EDV/Händisch	Händisch	Händisch	EDV
Unsicherheit											
Oberwasserstand	Messwert	m	0,2920	0,2920	0,2920	0,8000	0,2920	0,4800	1,7500	1,7000	0,7800
	Abweichung	m	0,0030	0,0030	0,0030	0,0020	0,0020	0,0020	0,0300	0,0500	0,0004
	Abweichung	%	1,03%	1,03%	1,03%	0,25%	0,68%	0,42%	1,71%	2,94%	0,05%
Unterwasserstand	Messwert	m	0,1200	0,1200	0,1200	0,4000	0,1750	0,1200	0,7000	0,4000	0,3800
	Abweichung	m	0,0030	0,0030	0,0030	0,0020	0,0020	0,0020	0,0300	0,0500	0,0004
	Abweichung %	%	2,50%	2,50%	2,50%	0,50%	1,14%	1,67%	4,29%	12,50%	0,11%
Durchfluss	Messwert	m³/s	0,0100	0,0100	0,0100	0,1200	0,0038	0,0200	0,3600	0,7200	0,0700
	Abweichung	m³/s	0,0002	0,0002	0,0002	0,0014	0,0001	0,0002	0,0360	0,1100	0,0007
	Abweichung %	%	2,00%	1,60%	1,60%	1,17%	2,89%	1,00%	10,00%	15,28%	1,00%
Drehzahl	Messwert	min⁻¹	12,0	12,0	12,0	9,0	9,0	15,0	6,8	6,0	5,5
	Abweichung	min⁻¹	0,200	0,104	0,100	0,063	0,100	0,050	0,136	0,104	0,010
	Abweichung %	%	1,67%	0,87%	0,83%	0,70%	1,11%	0,33%	2,00%	1,73%	0,18%
Drehmoment	Messwert	Nm	9	9	9	300	3	25	3150	9000	290
	Abweichung	Nm	0,030	0,011	0,003	3,000	0,005	0,100	31,000	225,000	1,300
	Abweichung %	%	0,33%	0,12%	0,04%	1,00%	0,18%	0,40%	0,98%	2,50%	0,45%
Lineare Fehlerfortpflanzung											
Wirkungsgrad	η	%	67,0%	67,0%	67,0%	60,0%	64,8%	55,6%	60,5%	61,6%	60,8%
Absolute Unsicherheit	$\Delta\eta$	%	3,7%	3,4%	3,4%	1,3%	4,1%	1,2%	9,5%	14,2%	0,7%
Mechanische Leistung	P_{Out}	W	11,3	11,3	11,3	282,7	2,8	39,3	2243,1	5654,9	167,0
Relative Unsicherheit	$\Delta P_{\text{Out}}/P_{\text{Out}}$	%	2,0%	1,0%	0,9%	1,7%	1,3%	0,7%	3,0%	4,2%	0,6%

C Ergebnisse

C 1 Rohdaten

Tabelle 16: Rohdaten

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
02.12.14 12:29	111311110	0,428	0,120	118,2	10,98	105,4	0,287	333,3	126,0	37,8
02.12.14 12:35	111311110	0,482	0,120	117,7	10,63	135,1	0,337	389,1	155,3	39,9
02.12.14 12:42	111311110	0,537	0,120	117,0	10,26	166,2	0,390	447,8	183,5	41,0
02.12.14 12:50	111311110	0,590	0,120	117,0	10,09	196,1	0,441	506,6	212,2	41,9
02.12.14 12:57	111311110	0,641	0,120	116,9	9,97	226,8	0,491	563,2	241,7	42,9
02.12.14 13:03	111311110	0,689	0,120	116,5	9,84	260,1	0,539	616,0	272,8	44,3
02.12.14 13:10	111311110	0,739	0,120	116,4	9,71	294,8	0,589	672,6	304,8	45,3
02.12.14 13:37	111311110	0,742	0,121	96,5	7,73	326,1	0,601	568,8	268,8	47,3
02.12.14 13:53	111311110	0,693	0,121	96,9	7,85	289,7	0,552	524,2	242,9	46,3
02.12.14 13:58	111311110	0,649	0,120	96,6	8,01	253,8	0,508	481,8	217,8	45,2
02.12.14 14:03	111311110	0,600	0,121	96,6	8,11	220,8	0,460	435,5	192,4	44,2
02.12.14 14:10	111311110	0,545	0,120	96,9	8,26	186,9	0,406	385,8	166,7	43,2
02.12.14 14:18	111311110	0,491	0,121	96,4	8,55	151,5	0,354	334,4	140,6	42,0
02.12.14 14:42	111311110	0,494	0,120	79,3	6,75	173,1	0,362	281,6	127,3	45,2
02.12.14 14:53	111311110	0,544	0,121	79,2	6,54	210,4	0,411	319,0	148,9	46,7
02.12.14 14:59	111311110	0,592	0,120	79,5	6,39	245,2	0,458	357,5	168,9	47,2
02.12.14 15:07	111311110	0,642	0,120	79,2	6,20	282,8	0,508	394,5	188,6	47,8
02.12.14 15:16	111311110	0,693	0,122	79,1	6,14	320,0	0,559	433,6	210,6	48,6
02.12.14 15:27	111311110	0,743	0,121	79,2	5,97	357,5	0,608	472,1	228,4	48,4
02.12.14 16:16	111311110	0,495	0,121	59,5	4,74	195,3	0,368	214,5	101,8	47,5
02.12.14 16:28	111311110	0,545	0,122	59,4	4,60	233,6	0,416	242,5	117,4	48,4
02.12.14 16:34	111311110	0,593	0,121	59,3	4,46	272,3	0,465	270,5	132,1	48,8
02.12.14 16:43	111311110	0,645	0,120	59,4	4,29	312,9	0,518	301,7	145,4	48,2
02.12.14 16:53	111311110	0,695	0,119	59,6	4,17	352,4	0,568	332,0	158,9	47,9
02.12.14 16:58	111311110	0,741	0,120	59,6	4,05	391,5	0,613	357,8	171,0	47,8
02.12.14 17:08	111311110	0,746	0,119	39,2	2,14	419,2	0,623	239,7	98,8	41,2
02.12.14 17:16	111311110	0,698	0,120	39,1	2,25	376,9	0,575	220,7	93,7	42,5
02.12.14 17:21	111311110	0,653	0,121	39,2	2,35	335,6	0,529	203,2	87,6	43,1
02.12.14 17:24	111311110	0,610	0,121	39,2	2,51	293,8	0,486	186,8	82,0	43,9
02.12.14 17:28	111311110	0,559	0,121	39,1	2,63	252,9	0,435	167,0	74,6	44,7
02.12.14 17:34	111311110	0,501	0,122	39,1	2,77	211,6	0,376	144,5	66,4	45,9
03.12.14 09:47	111311110	0,496	0,350	58,7	4,84	100,7	0,147	84,7	55,9	66,0
03.12.14 09:55	111311110	0,545	0,349	58,7	4,65	139,2	0,196	113,2	72,7	64,2
03.12.14 10:05	111311110	0,595	0,350	58,6	4,53	176,0	0,245	140,6	88,4	62,8
03.12.14 10:11	111311110	0,643	0,350	58,9	4,40	214,8	0,293	168,9	103,9	61,5
03.12.14 10:25	111311110	0,696	0,351	59,0	4,26	254,2	0,345	199,5	118,3	59,3

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
03.12.14 10:32	111311110	0,743	0,350	58,8	4,11	293,1	0,392	225,9	131,2	58,1
03.12.14 13:46	111311110	0,493	0,350	79,3	6,90	82,9	0,144	112,3	64,8	57,7
03.12.14 13:59	111311110	0,544	0,350	79,8	6,69	119,6	0,194	152,2	88,7	58,2
03.12.14 14:09	111311110	0,594	0,350	79,8	6,52	155,7	0,244	190,8	111,2	58,3
03.12.14 14:18	111311110	0,643	0,350	80,1	6,37	194,5	0,293	230,0	134,6	58,5
03.12.14 14:29	111311110	0,694	0,350	79,7	6,22	231,0	0,343	268,5	155,4	57,9
03.12.14 14:37	111311110	0,742	0,349	80,1	6,10	267,6	0,392	307,6	175,8	57,1
03.12.14 14:46	111311110	0,791	0,349	79,7	5,96	303,1	0,440	344,3	194,1	56,4
03.12.14 14:59	111311110	0,791	0,350	98,0	7,78	274,4	0,439	421,5	228,6	54,2
03.12.14 15:11	111311110	0,742	0,350	98,1	7,92	239,4	0,390	375,3	203,5	54,2
03.12.14 15:19	111311110	0,693	0,350	98,0	8,08	203,2	0,341	328,2	176,8	53,9
03.12.14 15:26	111311110	0,645	0,351	98,3	8,20	166,2	0,294	283,7	147,6	52,0
03.12.14 15:31	111311110	0,598	0,350	98,2	8,36	133,4	0,247	238,3	121,8	51,1
03.12.14 15:39	111311110	0,543	0,350	98,0	8,51	97,6	0,194	186,3	91,9	49,3
03.12.14 15:46	111311110	0,492	0,350	98,2	8,81	62,1	0,143	138,2	62,2	45,0
03.12.14 16:05	111311110	0,486	0,349	116,6	10,74	48,5	0,140	159,5	59,4	37,2
03.12.14 16:16	111311110	0,539	0,349	117,3	10,52	80,0	0,191	219,9	93,0	42,3
03.12.14 16:28	111311110	0,591	0,351	117,4	10,31	109,9	0,240	276,3	123,6	44,7
03.12.14 16:35	111311110	0,640	0,350	117,1	10,18	142,6	0,289	332,0	156,9	47,3
03.12.14 16:41	111311110	0,690	0,351	117,3	9,94	177,9	0,338	389,1	190,2	48,9
03.12.14 16:46	111311110	0,736	0,350	116,6	9,85	213,0	0,384	439,0	224,6	51,1
03.12.14 16:53	111311110	0,788	0,351	116,8	9,73	247,0	0,435	498,8	256,7	51,5
22.04.15 14:08	111311110	0,750	0,339	50,3	3,28	315,4	0,411	202,7	113,1	55,8
22.04.15 14:10	111311110	0,750	0,339	50,3	3,28	315,2	0,410	202,8	113,2	55,9
22.04.15 14:17	111311110	0,750	0,339	50,2	3,29	315,1	0,410	202,2	113,5	56,1
22.04.15 14:27	111311110	0,750	0,339	50,3	3,29	314,7	0,410	202,6	113,4	55,9
22.04.15 14:34	111311110	0,750	0,339	50,3	3,29	314,7	0,410	202,5	113,4	56,0
22.04.15 14:37	111311110	0,750	0,339	50,4	3,26	314,9	0,410	203,0	112,5	55,4
22.04.15 14:40	111311110	0,750	0,339	50,3	3,29	314,7	0,410	202,5	113,2	55,9
22.04.15 14:42	111311110	0,750	0,339	50,2	3,28	314,6	0,410	202,1	112,9	55,8
22.04.15 14:50	111311110	0,750	0,339	50,2	3,28	314,4	0,410	202,0	112,9	55,9
22.04.15 15:02	111311110	0,749	0,340	55,2	3,73	308,4	0,409	221,1	125,2	56,6
22.04.15 15:05	111311110	0,749	0,340	55,1	3,74	308,2	0,409	220,9	125,6	56,9
22.04.15 15:07	111311110	0,749	0,340	55,0	3,75	308,1	0,408	220,2	125,8	57,1
22.04.15 15:26	111311110	0,749	0,340	59,7	4,17	302,9	0,409	239,4	137,3	57,3
22.04.15 15:30	111311110	0,749	0,340	64,5	4,66	296,0	0,408	258,6	149,5	57,8
22.04.15 15:31	111311110	0,749	0,340	64,4	4,63	296,5	0,408	257,7	148,7	57,7
22.04.15 15:44	111311110	0,751	0,341	69,6	5,24	289,7	0,409	279,7	163,9	58,6
22.04.15 15:45	111311110	0,751	0,340	69,6	5,20	289,3	0,409	279,5	162,4	58,1
22.04.15 15:52	111311110	0,750	0,340	74,0	5,62	283,3	0,409	296,7	171,6	57,8
22.04.15 15:56	111311110	0,750	0,340	74,2	5,64	282,8	0,409	297,8	171,8	57,7
22.04.15 16:10	111311110	0,749	0,340	79,8	6,11	278,1	0,408	319,2	182,9	57,3
22.04.15 16:10	111311110	0,750	0,340	79,7	6,13	277,7	0,408	319,2	183,0	57,3
22.04.15 16:23	111311110	0,751	0,340	84,1	6,58	272,3	0,410	338,7	192,6	56,9
22.04.15 16:32	111311110	0,749	0,340	89,9	7,17	261,7	0,408	359,7	201,2	56,0
22.04.15 16:34	111311110	0,749	0,340	90,2	7,19	261,9	0,408	360,9	202,0	56,0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
22.04.15 16:42	111311110	0,750	0,340	95,0	7,70	255,8	0,409	381,3	211,1	55,4
22.04.15 16:45	111311110	0,750	0,340	94,6	7,64	256,4	0,409	379,8	210,0	55,3
22.04.15 16:50	111311110	0,750	0,340	100,3	8,13	250,0	0,408	401,8	217,7	54,2
22.04.15 16:54	111311110	0,750	0,340	100,3	8,13	250,0	0,409	402,0	217,8	54,2
22.04.15 17:01	111311110	0,750	0,340	103,6	8,52	243,6	0,409	415,1	222,1	53,5
22.04.15 17:07	111311110	0,750	0,339	104,2	8,57	244,1	0,409	417,6	224,0	53,6
22.04.15 17:19	111311110	0,749	0,340	108,9	9,17	236,0	0,408	435,7	231,5	53,1
22.04.15 17:21	111311110	0,749	0,339	109,5	9,10	236,8	0,408	438,0	230,5	52,6
22.04.15 17:35	111311110	0,750	0,339	114,8	9,62	228,9	0,409	460,3	235,6	51,2
22.04.15 17:37	111311110	0,750	0,339	114,4	9,67	228,7	0,408	458,4	236,5	51,6
22.04.15 17:46	111311110	0,750	0,339	118,6	10,16	221,3	0,408	475,0	240,4	50,6
22.04.15 17:49	111311110	0,750	0,339	119,2	10,15	220,9	0,408	477,5	239,8	50,2
22.04.15 18:00	111311110	0,750	0,340	124,6	10,69	212,3	0,408	498,8	242,6	48,6
22.04.15 18:03	111311110	0,750	0,339	124,5	10,68	212,1	0,408	498,8	242,1	48,5
22.04.15 18:10	111311110	0,750	0,340	130,3	11,21	204,1	0,407	520,1	244,5	47,0
22.04.15 18:13	111311110	0,750	0,340	130,8	11,22	203,8	0,407	522,2	244,4	46,8
22.04.15 18:19	111311110	0,750	0,340	135,1	11,72	196,4	0,408	540,1	246,0	45,6
22.04.15 18:22	111311110	0,751	0,340	135,1	11,71	197,9	0,408	540,5	247,5	45,8
22.04.15 18:30	111311110	0,750	0,341	138,5	12,15	190,1	0,406	551,4	246,8	44,8
22.04.15 18:32	111311110	0,750	0,340	139,1	12,18	189,2	0,406	554,2	246,2	44,4
22.04.15 18:41	111311110	0,750	0,341	143,4	12,74	180,6	0,406	571,5	245,8	43,0
22.04.15 18:43	111311110	0,750	0,341	143,8	12,78	181,7	0,406	572,8	248,0	43,3
22.04.15 18:51	111311110	0,750	0,340	149,5	13,39	172,0	0,406	596,0	246,1	41,3
22.04.15 18:53	111311110	0,750	0,340	149,9	13,40	170,6	0,406	597,5	244,3	40,9
22.04.15 18:57	111311110	0,751	0,341	154,1	13,97	162,7	0,406	613,3	242,9	39,6
22.04.15 19:00	111311110	0,750	0,341	154,8	13,98	163,3	0,406	615,9	244,0	39,6
22.04.15 19:05	111311110	0,750	0,340	158,2	14,42	158,1	0,406	629,9	243,6	38,7
22.04.15 19:07	111311110	0,750	0,340	157,4	14,29	158,6	0,406	626,2	242,3	38,7
22.04.15 19:10	111311110	0,750	0,340	164,4	14,96	147,3	0,406	654,0	235,7	36,0
22.04.15 19:12	111311110	0,750	0,340	162,5	15,05	145,7	0,406	646,4	234,6	36,3
22.04.15 19:17	111311110	0,749	0,340	170,4	15,47	141,2	0,404	675,1	233,7	34,6
22.04.15 19:19	111311110	0,750	0,340	168,8	15,42	139,4	0,405	670,4	230,0	34,3
30.04.15 11:57	111311110	0,781	0,380	61,1	4,37	296,6	0,401	240,3	140,7	58,5
30.04.15 12:02	111311110	0,781	0,380	61,0	4,40	296,3	0,401	239,9	141,3	58,9
30.04.15 12:08	111311110	0,781	0,381	66,0	4,87	290,2	0,400	258,6	153,0	59,1
30.04.15 12:09	111311110	0,781	0,380	65,9	4,85	289,9	0,400	258,6	152,3	58,9
30.04.15 12:16	111311110	0,780	0,380	71,0	5,40	281,5	0,399	278,3	164,0	58,9
30.04.15 12:19	111311110	0,780	0,380	70,9	5,35	281,8	0,400	278,0	162,8	58,6
30.04.15 12:26	111311110	0,780	0,379	75,7	5,81	275,5	0,400	297,0	172,5	58,1
30.04.15 12:30	111311110	0,780	0,379	75,8	5,83	275,0	0,400	297,4	172,7	58,1
05.05.15 16:42	111311110	0,780	0,380	70,3	5,32	279,8	0,399	275,5	160,8	58,4
05.05.15 16:47	111311110	0,780	0,380	70,0	5,32	279,5	0,399	274,4	160,8	58,6
05.05.15 20:01	111311110	0,780	0,381	70,2	5,33	278,6	0,399	274,7	160,4	58,4
06.05.15 13:47	111311110	0,780	0,380	69,9	5,33	278,8	0,399	273,9	160,4	58,6
06.05.15 13:50	111311110	0,780	0,380	69,9	5,32	278,3	0,399	273,6	160,0	58,5
12.05.15 15:36	111311110	0,779	0,379	77,0	5,95	274,1	0,399	301,4	175,6	58,3

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
13.05.15 13:28	111311110	0,780	0,379	51,2	3,43	305,5	0,400	200,8	114,6	57,1
13.05.15 13:33	111311110	0,779	0,379	51,0	3,42	305,6	0,400	200,0	114,3	57,2
13.05.15 13:47	111311110	0,780	0,379	51,0	3,40	305,6	0,400	200,0	113,8	56,9
13.05.15 13:57	111311110	0,779	0,379	51,1	3,41	305,4	0,400	200,4	113,9	56,8
13.05.15 14:05	111311110	0,780	0,380	55,8	3,86	299,8	0,399	218,7	126,1	57,7
13.05.15 14:16	111311110	0,780	0,380	55,7	3,88	299,6	0,399	218,1	126,8	58,1
13.05.15 14:21	111311110	0,780	0,380	55,7	3,88	299,4	0,399	218,4	126,6	58,0
13.05.15 14:36	111311110	0,780	0,380	60,9	4,34	294,0	0,400	238,8	138,6	58,0
13.05.15 14:40	111311110	0,780	0,380	61,0	4,34	294,0	0,400	239,4	138,5	57,8
13.05.15 14:45	111311110	0,780	0,380	60,8	4,33	294,3	0,400	238,6	138,2	57,9
13.05.15 15:02	111311110	0,780	0,380	66,7	4,92	286,3	0,399	261,2	152,6	58,4
13.05.15 15:06	111311110	0,780	0,380	66,6	4,91	286,9	0,400	261,2	152,5	58,4
13.05.15 15:08	111311110	0,780	0,380	66,5	4,90	286,0	0,399	260,7	151,8	58,2
13.05.15 15:10	111311110	0,779	0,379	71,3	5,39	278,7	0,400	279,7	162,4	58,1
13.05.15 15:22	111311110	0,780	0,379	71,1	5,41	278,6	0,400	278,9	162,7	58,3
13.05.15 15:40	111311110	0,780	0,379	76,4	5,91	271,7	0,400	299,6	173,0	57,8
13.05.15 15:45	111311110	0,780	0,379	76,6	5,87	271,0	0,400	300,5	171,5	57,1
13.05.15 15:46	111311110	0,780	0,379	76,7	5,88	272,0	0,400	300,7	172,4	57,3
13.05.15 15:59	111311110	0,779	0,379	81,2	6,34	264,6	0,400	318,3	180,5	56,7
13.05.15 16:00	111311110	0,779	0,379	81,3	6,36	264,3	0,400	318,8	180,8	56,7
13.05.15 16:38	111311110	0,780	0,380	90,9	7,19	248,5	0,399	355,7	192,0	54,0
13.05.15 16:41	111311110	0,779	0,380	90,6	7,23	248,5	0,399	354,2	193,1	54,5
13.05.15 16:46	111311110	0,780	0,381	101,0	8,30	232,9	0,398	394,0	207,3	52,6
13.05.15 16:51	111311110	0,780	0,381	100,9	8,37	231,2	0,398	393,8	207,5	52,7
19.05.15 10:47	111311110	0,781	0,380	101,8	8,27	239,6	0,400	399,6	212,5	53,2
19.05.15 10:53	111311110	0,780	0,380	101,5	8,31	238,3	0,399	397,3	212,4	53,5
19.05.15 10:53	111311110	0,780	0,380	101,6	8,25	238,4	0,399	397,4	210,9	53,1
19.05.15 11:10	111311110	0,780	0,381	108,7	8,91	227,7	0,397	423,8	217,4	51,3
19.05.15 11:11	111311110	0,780	0,381	109,0	9,04	226,7	0,398	425,0	219,6	51,7
19.05.15 11:12	111311110	0,780	0,381	108,6	9,02	227,1	0,398	423,7	219,4	51,8
19.05.15 11:35	111311110	0,780	0,381	118,4	10,04	210,8	0,397	461,7	226,4	49,0
19.05.15 11:37	111311110	0,780	0,381	118,7	10,03	209,7	0,398	463,3	225,1	48,6
19.05.15 11:37	111311110	0,780	0,381	118,6	10,05	210,4	0,398	462,9	226,2	48,9
19.05.15 11:51	111311110	0,781	0,380	129,2	11,05	191,5	0,398	504,9	226,4	44,8
19.05.15 11:52	111311110	0,781	0,380	129,2	11,03	191,9	0,398	504,7	226,7	44,9
19.05.15 11:52	111311110	0,781	0,380	128,6	11,05	191,9	0,398	502,4	226,9	45,2
19.05.15 12:10	111311110	0,780	0,381	140,8	12,29	170,2	0,397	549,2	223,9	40,8
19.05.15 12:10	111311110	0,780	0,381	140,0	12,30	169,6	0,397	545,8	223,5	40,9
19.05.15 12:11	111311110	0,780	0,381	140,1	12,40	168,9	0,397	545,7	224,1	41,1
19.05.15 12:38	111311110	0,780	0,381	150,8	13,43	151,5	0,397	587,3	218,1	37,1
19.05.15 12:38	111311110	0,780	0,381	151,4	13,46	150,7	0,397	589,8	217,2	36,8
19.05.15 12:39	111311110	0,780	0,380	150,9	13,56	148,9	0,397	588,0	216,5	36,8
20.05.15 12:54	111311110	0,779	0,380	71,3	5,34	282,3	0,399	279,2	162,7	58,3
20.05.15 12:55	111311110	0,779	0,380	71,4	5,33	282,6	0,399	279,4	162,6	58,2
20.05.15 13:19	111311110	0,780	0,379	76,6	5,84	275,3	0,400	300,7	173,2	57,6
20.05.15 13:20	111311110	0,780	0,379	76,5	5,80	275,2	0,400	300,4	172,1	57,3

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
20.05.15 13:37	111311110	0,779	0,379	81,0	6,26	267,3	0,400	317,6	180,1	56,7
20.05.15 13:37	111311110	0,779	0,379	81,1	6,23	267,5	0,400	318,1	179,4	56,4
20.05.15 13:49	111311110	0,779	0,381	85,4	6,69	260,0	0,398	333,1	187,0	56,2
20.05.15 13:50	111311110	0,779	0,381	85,2	6,71	259,5	0,398	332,4	187,1	56,3
20.05.15 14:02	111311110	0,779	0,380	94,7	7,67	242,0	0,398	370,1	199,2	53,8
20.05.15 14:03	111311110	0,779	0,380	94,7	7,60	243,2	0,398	369,9	198,4	53,6
20.05.15 14:28	111311110	0,780	0,379	105,2	8,73	229,7	0,400	412,6	214,8	52,1
20.05.15 14:29	111311110	0,780	0,379	105,2	8,62	230,7	0,400	413,1	213,3	51,6
20.05.15 14:50	111311110	0,781	0,380	116,9	9,79	213,7	0,399	457,0	224,0	49,0
20.05.15 14:51	111311110	0,781	0,380	117,0	9,83	212,5	0,399	457,8	223,6	48,8
20.05.15 15:13	111311110	0,780	0,380	125,5	10,75	195,8	0,398	490,2	225,4	46,0
20.05.15 15:13	111311110	0,781	0,380	125,3	10,75	194,9	0,399	490,0	224,4	45,8
20.05.15 15:21	111311110	0,780	0,381	135,1	11,73	176,9	0,397	526,5	222,2	42,2
20.05.15 15:21	111311110	0,780	0,380	135,3	11,78	177,4	0,397	527,4	223,7	42,4
20.05.15 15:36	111311110	0,780	0,380	144,5	12,76	160,9	0,397	563,5	219,9	39,0
20.05.15 15:37	111311110	0,780	0,380	143,7	12,80	160,2	0,397	560,2	219,5	39,2
20.05.15 15:51	111311110	0,780	0,380	154,5	13,76	144,0	0,397	601,7	212,3	35,3
20.05.15 15:51	111311110	0,780	0,380	155,2	13,85	144,0	0,397	604,1	213,8	35,4
20.05.15 16:02	111311110	0,780	0,380	163,7	14,93	124,6	0,398	638,6	199,7	31,3
20.05.15 16:03	111311110	0,780	0,380	163,6	14,85	125,3	0,397	637,8	199,6	31,3
20.05.15 16:11	111311110	0,779	0,380	175,3	16,12	103,3	0,395	678,5	179,4	26,4
20.05.15 16:12	111311110	0,778	0,381	174,3	16,02	104,6	0,394	674,0	180,4	26,8
20.05.15 16:29	111311110	0,781	0,380	65,4	4,75	290,1	0,400	256,8	149,1	58,1
20.05.15 16:30	111311110	0,781	0,380	65,4	4,79	289,6	0,401	257,0	150,1	58,4
20.05.15 16:42	111311110	0,780	0,380	60,3	4,27	293,4	0,399	235,9	136,2	57,7
20.05.15 16:42	111311110	0,780	0,380	60,5	4,28	293,5	0,399	236,8	136,4	57,6
20.05.15 16:48	111311110	0,780	0,380	55,6	3,80	298,8	0,400	217,9	123,9	56,9
20.05.15 16:49	111311110	0,780	0,380	55,7	3,78	299,1	0,400	218,3	123,4	56,5
20.05.15 16:56	111311110	0,780	0,380	50,8	3,37	303,8	0,400	199,3	112,2	56,3
20.05.15 16:57	111311110	0,780	0,380	50,9	3,36	303,9	0,400	199,7	111,9	56,0
21.05.15 10:25	111311110	0,780	0,380	150,4	13,33	156,6	0,397	586,1	223,4	38,1
21.05.15 10:26	111311110	0,780	0,380	150,2	13,38	156,1	0,397	585,1	223,7	38,2
21.05.15 10:41	111311110	0,780	0,380	160,4	14,44	136,8	0,396	623,4	211,8	34,0
21.05.15 10:41	111311110	0,780	0,380	160,9	14,52	135,4	0,397	626,3	210,8	33,7
21.05.15 10:42	111311110	0,780	0,380	161,2	14,46	136,1	0,397	628,0	210,9	33,6
21.05.15 11:05	111311110	0,781	0,379	170,0	15,66	115,7	0,398	663,2	194,7	29,4
21.05.15 11:05	111311110	0,781	0,379	170,3	15,59	117,0	0,398	664,7	195,9	29,5
21.05.15 11:06	111311110	0,781	0,379	170,9	15,60	116,5	0,398	667,3	195,3	29,3
21.05.15 11:33	111311110	0,780	0,381	180,9	16,64	94,5	0,396	701,9	169,6	24,2
21.05.15 11:34	111311110	0,780	0,381	180,9	16,76	96,0	0,395	701,3	173,4	24,7
21.05.15 11:35	111311110	0,780	0,380	178,8	16,75	92,9	0,396	694,3	167,9	24,2
21.05.15 12:31	111311110	0,780	0,310	50,7	3,25	357,0	0,470	233,5	126,4	54,1
21.05.15 12:31	111311110	0,780	0,310	50,9	3,23	357,4	0,470	234,4	126,0	53,7
21.05.15 12:32	111311110	0,780	0,310	50,8	3,25	357,1	0,470	234,1	126,3	53,9
21.05.15 12:52	111311110	0,781	0,309	56,3	3,72	351,2	0,471	260,2	141,9	54,5
21.05.15 12:53	111311110	0,781	0,310	56,1	3,75	351,2	0,470	258,5	143,0	55,3

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
21.05.15 12:55	111311110	0,781	0,310	56,3	3,73	351,2	0,470	259,6	142,0	54,7
21.05.15 13:10	111311110	0,781	0,310	61,0	4,22	345,2	0,470	281,0	157,4	56,0
21.05.15 13:10	111311110	0,781	0,310	60,8	4,23	345,0	0,470	280,4	157,8	56,3
21.05.15 13:11	111311110	0,780	0,310	61,0	4,21	345,8	0,470	281,1	157,3	56,0
21.05.15 13:28	111311110	0,780	0,310	66,1	4,76	337,4	0,469	304,4	173,1	56,9
21.05.15 13:28	111311110	0,780	0,310	66,3	4,73	338,4	0,469	305,2	172,5	56,5
21.05.15 13:29	111311110	0,780	0,310	66,4	4,74	338,3	0,469	305,6	172,7	56,5
21.05.15 13:49	111311110	0,780	0,310	71,5	5,24	330,1	0,469	329,3	186,1	56,5
21.05.15 13:49	111311110	0,781	0,310	71,3	5,22	330,0	0,469	328,4	185,4	56,5
21.05.15 13:50	111311110	0,780	0,310	71,5	5,25	329,7	0,469	329,3	186,2	56,6
21.05.15 14:04	111311110	0,780	0,310	75,9	5,67	322,8	0,468	348,6	196,5	56,4
21.05.15 14:05	111311110	0,780	0,310	76,3	5,70	323,1	0,468	350,3	197,6	56,4
21.05.15 14:06	111311110	0,780	0,311	76,0	5,70	323,3	0,468	349,1	197,8	56,6
21.05.15 14:31	111311110	0,780	0,310	81,2	6,19	317,0	0,468	372,9	210,3	56,4
21.05.15 14:32	111311110	0,780	0,310	81,1	6,13	317,1	0,468	372,7	208,4	55,9
21.05.15 14:32	111311110	0,780	0,310	81,1	6,14	317,3	0,468	372,7	209,1	56,1
21.05.15 14:46	111311110	0,780	0,309	86,6	6,70	308,9	0,469	398,5	221,7	55,6
21.05.15 14:46	111311110	0,780	0,309	86,3	6,68	308,6	0,469	397,2	220,7	55,6
21.05.15 14:47	111311110	0,780	0,309	86,6	6,71	308,5	0,469	398,7	221,6	55,6
21.05.15 15:00	111311110	0,780	0,310	92,3	7,19	300,1	0,468	424,0	231,0	54,5
21.05.15 15:01	111311110	0,780	0,310	91,8	7,27	299,2	0,468	421,8	232,7	55,2
21.05.15 15:01	111311110	0,780	0,310	91,7	7,22	299,7	0,468	421,2	231,5	55,0
21.05.15 15:37	111311110	0,781	0,310	101,5	8,21	286,7	0,468	465,8	251,3	53,9
21.05.15 15:38	111311110	0,780	0,310	101,5	8,13	287,6	0,468	465,6	249,6	53,6
21.05.15 15:39	111311110	0,781	0,310	101,5	8,17	287,2	0,468	466,1	250,5	53,7
21.05.15 16:02	111311110	0,780	0,309	110,8	9,16	275,0	0,468	508,8	268,8	52,8
21.05.15 16:02	111311110	0,780	0,309	110,7	9,12	274,3	0,468	508,0	267,0	52,6
21.05.15 16:03	111311110	0,780	0,309	111,1	9,13	274,2	0,468	509,8	267,0	52,4
21.05.15 16:19	111311110	0,781	0,310	122,0	10,21	258,4	0,468	559,8	281,1	50,2
21.05.15 16:19	111311110	0,781	0,310	122,1	10,18	257,4	0,467	559,8	279,2	49,9
21.05.15 16:20	111311110	0,781	0,310	121,8	10,24	256,2	0,468	558,7	279,6	50,1
26.05.15 10:21	111311110	0,781	0,310	119,4	10,02	265,4	0,467	547,4	283,2	51,7
26.05.15 10:22	111311110	0,781	0,310	119,6	9,97	265,5	0,467	548,2	282,1	51,5
26.05.15 10:50	111311110	0,780	0,310	129,3	11,05	246,1	0,466	591,5	289,6	49,0
26.05.15 10:51	111311110	0,780	0,310	129,6	10,96	246,3	0,466	592,8	287,6	48,5
26.05.15 10:51	111311110	0,780	0,310	129,4	11,06	245,5	0,467	592,5	289,1	48,8
26.05.15 11:23	111311110	0,780	0,311	142,5	12,40	223,4	0,465	649,4	295,1	45,4
26.05.15 11:23	111311110	0,780	0,311	142,1	12,35	223,5	0,465	647,4	293,9	45,4
26.05.15 11:24	111311110	0,780	0,311	142,5	12,45	222,9	0,464	649,1	295,5	45,5
26.05.15 11:43	111311110	0,780	0,310	149,9	13,33	208,5	0,465	683,3	295,9	43,3
26.05.15 11:44	111311110	0,780	0,310	150,3	13,29	209,6	0,465	685,6	296,6	43,3
26.05.15 11:45	111311110	0,780	0,310	150,3	13,26	210,7	0,465	684,9	297,4	43,4
26.05.15 12:13	111311110	0,781	0,310	159,7	14,37	190,8	0,464	727,7	292,0	40,1
26.05.15 12:14	111311110	0,781	0,310	159,4	14,26	192,4	0,464	726,3	292,1	40,2
26.05.15 12:14	111311110	0,780	0,310	159,8	14,30	191,8	0,464	728,2	292,3	40,1
26.05.15 12:47	111311110	0,780	0,311	169,6	15,34	172,5	0,463	769,5	282,0	36,7

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
26.05.15 12:48	111311110	0,780	0,311	170,2	15,36	172,1	0,462	771,9	281,7	36,5
26.05.15 12:49	111311110	0,780	0,311	168,8	15,36	174,1	0,463	766,0	284,8	37,2
26.05.15 13:02	111311110	0,780	0,310	177,8	16,17	159,3	0,462	806,8	274,6	34,0
26.05.15 13:03	111311110	0,780	0,310	176,5	16,01	160,9	0,463	801,5	274,8	34,3
26.05.15 13:03	111311110	0,780	0,310	175,5	16,20	158,6	0,463	796,8	274,1	34,4
26.05.15 13:45	111311110	0,780	0,240	49,8	3,13	398,3	0,538	262,7	135,5	51,6
26.05.15 13:46	111311110	0,780	0,240	49,8	3,08	398,6	0,538	263,1	133,6	50,8
26.05.15 13:47	111311110	0,780	0,240	49,6	3,06	398,6	0,538	261,8	132,7	50,7
26.05.15 13:58	111311110	0,780	0,240	54,4	3,56	392,3	0,539	287,5	151,3	52,6
26.05.15 13:59	111311110	0,780	0,240	54,6	3,53	392,3	0,539	288,2	149,7	52,0
26.05.15 13:59	111311110	0,780	0,240	54,4	3,52	392,4	0,539	287,6	149,4	51,9
26.05.15 14:28	111311110	0,780	0,240	61,0	4,19	382,8	0,538	322,1	173,0	53,7
26.05.15 14:28	111311110	0,780	0,240	61,5	4,18	382,8	0,538	324,7	172,6	53,2
26.05.15 14:29	111311110	0,780	0,240	61,4	4,20	382,4	0,538	324,0	173,0	53,4
26.05.15 15:09	111311110	0,779	0,379	40,5	2,37	312,6	0,400	158,7	82,5	52,0
26.05.15 15:12	111311110	0,779	0,379	40,5	2,36	312,8	0,400	158,9	82,1	51,6
26.05.15 15:29	111311110	0,780	0,379	35,6	1,92	316,3	0,400	139,7	68,5	49,0
26.05.15 15:32	111311110	0,780	0,380	35,7	1,91	316,3	0,400	140,0	68,2	48,7
26.05.15 15:42	111311110	0,780	0,380	31,1	1,52	318,8	0,400	122,1	55,8	45,7
26.05.15 15:44	111311110	0,780	0,380	31,1	1,49	318,9	0,400	122,1	54,6	44,7
26.05.15 15:52	111311110	0,780	0,381	25,3	0,96	321,5	0,400	99,4	37,1	37,3
26.05.15 15:54	111311110	0,780	0,380	25,3	0,96	321,5	0,400	99,4	37,2	37,5
26.05.15 16:08	111311110	0,780	0,380	46,7	2,97	307,9	0,400	183,2	100,5	54,9
26.05.15 16:12	111311110	0,781	0,380	46,7	2,96	308,0	0,400	183,3	100,2	54,7
27.05.15 13:22	111311110	0,780	0,205	50,9	3,20	411,4	0,573	286,2	142,9	49,9
27.05.15 13:23	111311110	0,780	0,205	50,9	3,24	411,1	0,573	286,2	144,6	50,5
27.05.15 13:33	111311110	0,779	0,205	55,7	3,62	405,6	0,572	312,7	158,8	50,8
27.05.15 13:34	111311110	0,779	0,205	55,7	3,63	405,2	0,572	312,5	158,9	50,9
27.05.15 13:45	111311110	0,780	0,206	61,2	4,18	398,3	0,571	343,2	179,2	52,2
27.05.15 13:45	111311110	0,780	0,206	61,1	4,14	398,3	0,571	342,4	177,5	51,8
27.05.15 14:01	111311110	0,780	0,205	65,9	4,61	391,3	0,572	369,7	193,7	52,4
27.05.15 14:02	111311110	0,780	0,205	66,0	4,59	391,2	0,571	370,0	193,0	52,2
27.05.15 14:11	111311110	0,780	0,205	70,4	5,14	383,3	0,571	394,3	211,0	53,5
27.05.15 14:12	111311110	0,780	0,205	70,4	5,11	383,7	0,571	394,4	210,4	53,3
27.05.15 14:19	111311110	0,780	0,206	75,3	5,53	375,7	0,570	421,3	222,6	52,8
27.05.15 14:20	111311110	0,780	0,206	75,3	5,54	375,7	0,570	421,4	222,8	52,9
27.05.15 14:29	111311110	0,779	0,205	81,2	6,12	367,3	0,570	454,0	240,5	53,0
27.05.15 14:30	111311110	0,779	0,204	81,0	6,13	367,7	0,570	453,2	240,9	53,2
27.05.15 14:39	111311110	0,779	0,205	86,2	6,53	361,7	0,569	481,2	252,4	52,5
27.05.15 14:40	111311110	0,780	0,205	86,1	6,62	360,9	0,569	480,8	254,9	53,0
27.05.15 14:47	111311110	0,780	0,204	95,4	7,44	344,9	0,570	533,3	273,6	51,3
27.05.15 14:47	111311110	0,780	0,204	95,8	7,59	343,2	0,570	535,4	277,7	51,9
27.05.15 14:52	111311110	0,780	0,205	104,9	8,48	328,7	0,567	583,3	296,7	50,9
27.05.15 14:54	111311110	0,780	0,206	104,9	8,48	327,9	0,567	583,0	296,2	50,8
27.05.15 15:01	111311110	0,780	0,205	115,6	9,49	313,6	0,566	641,5	316,6	49,4
27.05.15 15:02	111311110	0,780	0,204	115,3	9,47	314,4	0,566	640,1	316,8	49,5

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
27.05.15 15:08	111311110	0,779	0,204	125,7	10,53	293,3	0,564	695,4	328,3	47,2
27.05.15 15:10	111311110	0,779	0,204	125,8	10,50	293,3	0,564	695,6	327,4	47,1
27.05.15 15:19	111311110	0,781	0,205	135,3	11,56	274,0	0,562	746,3	336,6	45,1
27.05.15 15:20	111311110	0,781	0,205	135,4	11,59	273,7	0,563	747,1	337,2	45,1
27.05.15 15:26	111311110	0,780	0,204	144,4	12,49	257,1	0,561	795,3	341,1	42,9
27.05.15 15:26	111311110	0,780	0,204	143,7	12,54	256,2	0,561	791,1	341,4	43,2
27.05.15 15:37	111311110	0,780	0,205	153,1	13,62	237,9	0,559	839,2	344,2	41,0
27.05.15 15:38	111311110	0,780	0,204	153,5	13,58	238,4	0,559	841,3	343,9	40,9
27.05.15 15:50	111311110	0,779	0,203	163,2	14,57	222,5	0,557	892,4	344,3	38,6
27.05.15 15:51	111311110	0,780	0,203	162,7	14,58	222,3	0,558	890,3	344,2	38,7
27.05.15 16:02	111311110	0,780	0,204	172,2	15,68	203,5	0,556	938,5	339,2	36,1
27.05.15 16:02	111311110	0,780	0,204	172,1	15,59	204,2	0,556	937,8	338,2	36,1
28.05.15 10:12	111311110	0,780	0,240	61,1	4,17	386,5	0,538	322,5	173,5	53,8
28.05.15 10:13	111311110	0,780	0,240	61,0	4,16	386,1	0,538	322,1	173,2	53,8
28.05.15 10:56	111311110	0,780	0,240	65,6	4,63	377,6	0,538	346,4	188,1	54,3
28.05.15 10:57	111311110	0,780	0,240	65,6	4,60	377,3	0,538	346,1	186,5	53,9
28.05.15 10:57	111311110	0,780	0,240	65,8	4,62	377,1	0,538	347,6	187,5	53,9
28.05.15 11:10	111311110	0,781	0,241	70,8	5,12	370,3	0,538	373,6	203,4	54,4
28.05.15 11:10	111311110	0,781	0,241	70,7	5,12	369,9	0,538	372,8	203,2	54,5
28.05.15 11:11	111311110	0,781	0,240	70,7	5,10	370,2	0,538	372,8	202,5	54,3
28.05.15 11:23	111311110	0,780	0,240	76,1	5,65	362,2	0,537	400,8	219,2	54,7
28.05.15 11:24	111311110	0,780	0,240	75,9	5,65	362,0	0,537	400,2	219,3	54,8
28.05.15 11:24	111311110	0,780	0,240	76,0	5,62	362,4	0,537	400,6	218,1	54,4
28.05.15 11:39	111311110	0,779	0,239	81,6	6,10	355,1	0,537	429,6	231,6	53,9
28.05.15 11:39	111311110	0,779	0,239	81,3	6,15	353,8	0,537	427,9	232,8	54,4
28.05.15 11:40	111311110	0,779	0,239	81,1	6,12	354,6	0,537	427,2	232,1	54,3
28.05.15 12:01	111311110	0,780	0,240	86,5	6,62	347,4	0,536	455,1	245,8	54,0
28.05.15 12:02	111311110	0,780	0,240	86,4	6,65	347,0	0,536	454,4	246,6	54,3
28.05.15 12:03	111311110	0,780	0,240	86,4	6,68	347,2	0,536	454,6	247,6	54,5
28.05.15 12:20	111311110	0,780	0,240	92,3	7,20	337,9	0,536	485,4	259,8	53,5
28.05.15 12:21	111311110	0,780	0,240	92,4	7,23	337,6	0,536	486,1	260,7	53,6
28.05.15 12:21	111311110	0,780	0,240	92,2	7,24	338,1	0,536	485,2	261,3	53,8
28.05.15 12:48	111311110	0,780	0,239	96,9	7,69	330,6	0,536	509,4	271,1	53,2
28.05.15 12:48	111311110	0,780	0,239	96,9	7,65	330,1	0,536	509,3	269,3	52,9
28.05.15 12:49	111311110	0,780	0,239	97,1	7,69	329,9	0,536	510,4	270,6	53,0
28.05.15 13:27	111311110	0,780	0,239	99,8	8,00	325,6	0,536	524,6	277,8	53,0
28.05.15 13:27	111311110	0,780	0,239	99,4	8,00	325,7	0,536	522,5	277,6	53,1
28.05.15 13:28	111311110	0,780	0,239	100,3	7,98	325,6	0,536	527,1	277,0	52,6
28.05.15 13:52	111311110	0,780	0,240	109,0	9,01	311,2	0,534	571,1	298,4	52,3
28.05.15 13:52	111311110	0,780	0,240	109,0	8,88	311,8	0,534	571,0	294,7	51,6
28.05.15 13:53	111311110	0,780	0,240	109,4	9,01	310,3	0,534	573,5	297,6	51,9
28.05.15 14:08	111311110	0,780	0,240	120,1	10,06	293,7	0,533	628,0	314,2	50,0
28.05.15 14:09	111311110	0,780	0,240	120,3	10,05	293,0	0,533	629,3	313,4	49,8
28.05.15 14:09	111311110	0,780	0,239	120,8	10,03	293,0	0,533	631,6	312,6	49,5
28.05.15 14:27	111311110	0,780	0,240	130,6	11,04	274,9	0,532	681,1	322,6	47,4
28.05.15 14:27	111311110	0,780	0,240	131,3	11,14	272,0	0,532	684,9	322,2	47,0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
28.05.15 14:28	111311110	0,780	0,240	130,4	11,12	272,9	0,532	679,9	322,6	47,4
28.05.15 14:46	111311110	0,780	0,239	139,8	12,14	254,5	0,531	728,8	328,4	45,1
28.05.15 14:46	111311110	0,780	0,239	139,5	12,09	255,3	0,531	727,2	328,1	45,1
28.05.15 14:47	111311110	0,780	0,239	140,2	12,12	256,2	0,531	730,2	330,0	45,2
28.05.15 14:55	111311110	0,780	0,240	150,0	13,19	237,2	0,529	778,5	332,6	42,7
28.05.15 14:56	111311110	0,780	0,240	149,5	13,12	238,2	0,529	775,8	332,0	42,8
28.05.15 14:57	111311110	0,780	0,240	149,7	13,15	237,4	0,529	776,8	331,9	42,7
28.05.15 15:08	111311110	0,780	0,240	161,1	14,37	217,3	0,528	834,2	331,9	39,8
28.05.15 15:09	111311110	0,780	0,240	161,2	14,32	217,6	0,528	834,8	331,2	39,7
28.05.15 15:09	111311110	0,780	0,240	160,5	14,44	217,2	0,528	831,4	333,4	40,1
28.05.15 15:48	111311110	0,781	0,240	170,8	15,38	200,8	0,527	882,7	328,3	37,2
28.05.15 15:50	111311110	0,780	0,240	170,9	15,43	200,3	0,527	883,2	328,4	37,2
28.05.15 15:51	111311110	0,780	0,240	169,6	15,45	200,5	0,526	875,9	329,3	37,6
28.05.15 16:28	111311110	0,780	0,240	181,5	16,66	177,3	0,524	933,2	314,2	33,7
28.05.15 16:29	111311110	0,780	0,240	180,8	16,57	179,0	0,524	929,0	315,6	34,0
28.05.15 16:30	111311110	0,780	0,240	181,3	16,61	178,0	0,524	931,6	314,5	33,8
01.06.15 13:28	111311110	0,781	0,293	50,5	3,19	369,5	0,487	241,0	128,4	53,3
01.06.15 13:28	111311110	0,781	0,293	50,4	3,21	369,3	0,487	240,5	129,0	53,6
01.06.15 13:34	111311110	0,780	0,293	55,2	3,66	364,5	0,487	263,5	144,6	54,9
01.06.15 13:35	111311110	0,780	0,292	55,3	3,65	364,2	0,487	264,3	144,2	54,6
01.06.15 13:41	111311110	0,780	0,293	60,3	4,14	356,7	0,485	287,2	159,6	55,6
01.06.15 13:41	111311110	0,780	0,294	60,1	4,14	357,2	0,485	286,1	159,6	55,8
01.06.15 13:50	111311110	0,780	0,293	65,5	4,65	349,9	0,486	312,7	175,4	56,1
01.06.15 13:51	111311110	0,780	0,293	65,3	4,65	349,9	0,486	311,2	175,3	56,3
01.06.15 13:59	111311110	0,780	0,294	70,3	5,12	342,2	0,485	334,4	188,5	56,4
01.06.15 13:59	111311110	0,780	0,293	70,2	5,15	342,0	0,485	333,7	189,4	56,7
01.06.15 14:06	111311110	0,779	0,293	76,0	5,67	333,3	0,484	361,2	202,8	56,1
01.06.15 14:06	111311110	0,779	0,293	76,1	5,67	333,4	0,484	361,6	202,9	56,1
01.06.15 14:18	111311110	0,780	0,292	81,6	6,19	327,6	0,485	388,5	217,2	55,9
01.06.15 14:19	111311110	0,780	0,292	81,5	6,23	326,8	0,486	388,4	218,0	56,1
01.06.15 14:22	111311110	0,780	0,294	86,7	6,65	318,1	0,484	411,5	226,3	55,0
01.06.15 14:23	111311110	0,780	0,295	86,3	6,71	317,2	0,483	409,4	227,9	55,7
01.06.15 14:31	111311110	0,780	0,292	95,6	7,60	304,9	0,486	455,2	247,5	54,4
01.06.15 14:31	111311110	0,780	0,292	95,6	7,54	304,5	0,486	455,3	245,3	53,9
01.06.15 14:37	111311110	0,780	0,292	106,5	8,69	289,0	0,485	506,3	267,8	52,9
01.06.15 14:37	111311110	0,780	0,292	105,9	8,70	289,6	0,485	503,4	268,7	53,4
01.06.15 14:42	111311110	0,779	0,293	116,8	9,70	276,3	0,483	552,9	285,5	51,6
01.06.15 14:42	111311110	0,779	0,293	116,7	9,69	277,1	0,483	552,5	286,0	51,8
01.06.15 14:53	111311110	0,779	0,292	126,4	10,66	259,2	0,483	598,5	294,3	49,2
01.06.15 14:54	111311110	0,779	0,292	125,9	10,65	260,3	0,483	596,5	295,3	49,5
01.06.15 14:57	111311110	0,780	0,293	134,2	11,56	245,0	0,482	634,4	301,4	47,5
01.06.15 14:57	111311110	0,780	0,294	133,9	11,49	246,0	0,481	631,8	301,0	47,6
01.06.15 15:03	111311110	0,779	0,292	144,7	12,54	230,6	0,481	683,0	307,8	45,1
01.06.15 15:03	111311110	0,779	0,292	144,5	12,55	230,1	0,481	681,6	307,3	45,1
01.06.15 15:08	111311110	0,779	0,293	153,4	13,62	212,8	0,480	722,5	308,5	42,7
01.06.15 15:08	111311110	0,779	0,293	153,3	13,61	213,3	0,480	721,5	308,9	42,8

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
01.06.15 15:14	111311110	0,780	0,291	165,6	14,95	191,5	0,481	781,2	304,7	39,0
01.06.15 15:15	111311110	0,780	0,291	165,1	14,82	192,7	0,481	778,6	303,9	39,0
01.06.15 15:20	111311110	0,779	0,294	173,4	15,81	173,5	0,477	811,3	292,1	36,0
01.06.15 15:20	111311110	0,779	0,294	173,4	15,85	172,4	0,476	810,3	291,0	35,9
02.06.15 11:03	111311110	0,779	0,380	91,9	7,31	249,3	0,398	358,8	195,7	54,5
02.06.15 11:03	111311110	0,779	0,380	91,9	7,22	250,2	0,398	359,0	194,2	54,1
02.06.15 11:04	111311110	0,779	0,380	91,5	7,28	249,3	0,398	357,3	195,1	54,6
02.06.15 12:07	111311110	0,780	0,380	159,8	14,52	132,7	0,398	623,4	206,7	33,2
02.06.15 12:07	111311110	0,780	0,379	159,7	14,45	134,7	0,398	622,7	208,7	33,5
02.06.15 12:08	111311110	0,780	0,379	160,0	14,46	133,8	0,397	623,4	207,5	33,3
02.06.15 12:35	111311110	0,780	0,380	181,3	16,82	92,0	0,396	704,6	166,8	23,7
02.06.15 12:36	111311110	0,780	0,379	180,9	16,76	90,8	0,396	703,7	164,4	23,4
02.06.15 12:37	111311110	0,780	0,379	179,5	16,63	94,3	0,397	698,3	169,1	24,2
02.06.15 13:07	111311110	0,780	0,311	180,4	16,64	152,4	0,461	816,5	270,4	33,1
02.06.15 13:08	111311110	0,780	0,310	180,7	16,62	152,8	0,462	818,1	271,0	33,1
02.06.15 13:08	111311110	0,779	0,310	180,9	16,62	153,2	0,461	818,3	271,6	33,2
02.06.15 13:32	111311110	0,780	0,240	180,1	16,65	180,6	0,525	926,6	319,8	34,5
02.06.15 13:32	111311110	0,780	0,240	180,9	16,53	180,4	0,524	930,9	317,2	34,1
02.06.15 13:34	111311110	0,780	0,240	181,0	16,62	180,6	0,525	931,4	319,2	34,3
10.06.15 16:25	111321110	0,780	0,380	51,1	3,06	307,6	0,400	200,5	103,5	51,6
10.06.15 16:26	111321110	0,780	0,380	51,0	3,05	307,6	0,400	200,1	103,1	51,5
10.06.15 16:27	111321110	0,780	0,380	51,1	3,05	307,5	0,400	200,2	103,2	51,5
10.06.15 16:50	111321110	0,780	0,380	55,6	3,48	302,6	0,400	218,2	115,2	52,8
10.06.15 16:51	111321110	0,780	0,380	55,7	3,49	302,7	0,400	218,8	115,6	52,8
10.06.15 16:51	111321110	0,780	0,380	55,8	3,48	302,8	0,400	218,9	115,1	52,6
11.06.15 10:19	111321110	0,780	0,380	56,3	3,55	301,6	0,399	220,6	117,1	53,1
11.06.15 10:20	111321110	0,780	0,381	56,4	3,54	301,6	0,399	220,8	116,8	52,9
11.06.15 10:39	111321110	0,781	0,380	61,7	4,07	296,1	0,400	242,3	131,0	54,1
11.06.15 10:40	111321110	0,781	0,380	61,6	4,06	296,2	0,400	241,9	130,7	54,0
11.06.15 10:40	111321110	0,781	0,380	61,4	4,09	296,0	0,400	241,0	131,6	54,6
11.06.15 10:54	111321110	0,780	0,380	67,0	4,53	290,6	0,400	262,7	142,9	54,4
11.06.15 10:54	111321110	0,780	0,380	66,4	4,55	289,9	0,400	260,7	142,9	54,8
11.06.15 10:55	111321110	0,780	0,380	66,8	4,55	290,2	0,400	262,2	143,2	54,6
11.06.15 11:10	111321110	0,779	0,380	71,9	5,05	283,0	0,399	281,4	154,5	54,9
11.06.15 11:10	111321110	0,779	0,380	71,9	5,07	282,8	0,399	281,8	155,2	55,1
11.06.15 11:11	111321110	0,779	0,380	71,9	5,02	282,9	0,399	281,5	153,8	54,6
11.06.15 11:33	111321110	0,780	0,380	76,3	5,51	275,9	0,400	299,3	164,2	54,8
11.06.15 11:33	111321110	0,780	0,380	76,7	5,50	275,8	0,400	300,9	163,7	54,4
11.06.15 11:34	111321110	0,780	0,380	76,9	5,52	275,2	0,400	301,4	163,9	54,4
11.06.15 11:51	111321110	0,780	0,380	81,8	6,07	267,6	0,399	319,9	174,9	54,7
11.06.15 11:51	111321110	0,780	0,380	82,3	6,06	267,6	0,399	321,9	174,8	54,3
11.06.15 11:52	111321110	0,780	0,380	82,2	6,05	267,6	0,399	321,3	174,5	54,3
11.06.15 12:18	111321110	0,780	0,379	86,7	6,49	260,1	0,400	340,1	181,6	53,4
11.06.15 12:19	111321110	0,780	0,379	86,5	6,53	259,7	0,400	339,3	182,5	53,8
11.06.15 12:19	111321110	0,780	0,379	86,7	6,48	260,3	0,400	340,0	181,5	53,4
11.06.15 12:33	111321110	0,780	0,380	91,8	7,08	251,9	0,399	359,7	191,6	53,3

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
11.06.15 12:34	111321110	0,780	0,380	91,8	7,00	252,6	0,399	359,8	190,1	52,8
11.06.15 12:34	111321110	0,780	0,380	91,8	6,99	252,3	0,399	359,6	189,5	52,7
16.06.15 14:12	111331110	0,780	0,380	50,2	2,62	307,0	0,399	196,7	89,3	45,4
16.06.15 14:13	111331110	0,780	0,381	50,1	2,65	306,8	0,399	196,1	90,2	46,0
16.06.15 14:14	111331110	0,780	0,381	50,3	2,64	306,6	0,399	196,7	89,8	45,7
16.06.15 14:32	111331110	0,780	0,381	55,1	3,14	302,1	0,398	215,6	104,2	48,3
16.06.15 14:33	111331110	0,779	0,381	55,3	3,11	302,0	0,398	216,1	103,2	47,8
16.06.15 14:33	111331110	0,779	0,381	55,4	3,10	302,0	0,398	216,2	103,0	47,6
16.06.15 14:49	111331110	0,780	0,380	59,8	3,57	297,5	0,399	234,3	116,3	49,6
16.06.15 14:50	111331110	0,780	0,380	60,0	3,59	297,5	0,399	235,1	116,7	49,7
16.06.15 14:50	111331110	0,780	0,380	60,0	3,59	297,8	0,400	235,2	116,8	49,7
16.06.15 16:20	111331110	0,779	0,381	65,0	4,09	289,7	0,398	254,1	128,9	50,7
16.06.15 16:21	111331110	0,779	0,381	65,2	4,10	289,1	0,398	254,3	129,1	50,8
16.06.15 16:21	111331110	0,779	0,381	65,0	4,10	289,3	0,398	253,9	129,3	50,9
16.06.15 16:49	111331110	0,780	0,380	70,3	4,61	285,1	0,400	275,7	142,7	51,7
16.06.15 16:49	111331110	0,780	0,380	70,1	4,60	285,3	0,400	275,1	142,4	51,8
16.06.15 16:50	111331110	0,780	0,380	70,3	4,59	285,4	0,400	275,6	142,0	51,5
17.06.15 10:05	111331110	0,780	0,380	71,0	4,62	288,2	0,400	278,3	144,4	51,9
17.06.15 10:06	111331110	0,780	0,380	71,0	4,61	288,3	0,400	278,2	144,0	51,8
17.06.15 10:25	111331110	0,780	0,380	75,6	5,07	281,1	0,399	295,7	154,2	52,2
17.06.15 10:26	111331110	0,780	0,380	76,0	5,11	280,7	0,399	297,4	155,0	52,1
17.06.15 10:26	111331110	0,780	0,380	75,9	5,06	281,5	0,399	296,9	154,1	51,9
17.06.15 10:54	111331110	0,780	0,380	80,6	5,58	273,2	0,399	315,8	164,7	52,1
17.06.15 10:56	111331110	0,780	0,380	80,6	5,60	273,2	0,400	316,1	165,0	52,2
17.06.15 10:56	111331110	0,780	0,380	80,7	5,60	272,7	0,400	316,3	164,7	52,1
17.06.15 11:32	111331110	0,781	0,379	86,2	6,10	260,8	0,400	338,4	171,4	50,7
17.06.15 11:33	111331110	0,781	0,379	86,1	6,11	261,4	0,400	337,9	172,2	51,0
17.06.15 11:33	111331110	0,781	0,379	85,7	6,08	261,1	0,400	336,6	171,1	50,8
17.06.15 12:00	111331110	0,780	0,380	91,6	6,66	249,7	0,399	358,7	179,1	49,9
17.06.15 12:01	111331110	0,781	0,380	92,0	6,69	248,9	0,399	360,2	179,3	49,8
17.06.15 12:02	111331110	0,781	0,381	92,0	6,65	249,4	0,399	360,1	178,6	49,6
17.06.15 14:13	111331110	0,781	0,380	89,4	6,51	254,7	0,400	350,7	178,4	50,9
17.06.15 14:13	111331110	0,781	0,380	89,5	6,49	255,0	0,400	351,0	178,2	50,8
17.06.15 15:08	111331110	0,780	0,380	94,9	7,01	249,2	0,398	370,7	187,8	50,6
17.06.15 15:09	111331110	0,780	0,380	95,0	7,01	249,3	0,398	371,3	187,9	50,6
17.06.15 15:09	111331110	0,780	0,381	94,9	6,99	249,1	0,398	370,8	187,3	50,5
17.06.15 15:34	111331110	0,780	0,380	100,2	7,60	238,9	0,399	392,1	194,9	49,7
17.06.15 15:35	111331110	0,780	0,380	100,5	7,57	239,3	0,399	393,1	194,5	49,5
17.06.15 15:36	111331110	0,781	0,381	100,7	7,58	239,5	0,399	393,7	195,1	49,6
17.06.15 16:06	111331110	0,780	0,380	110,9	8,61	223,5	0,398	432,9	206,4	47,7
17.06.15 16:07	111331110	0,780	0,380	110,9	8,62	223,6	0,398	433,1	206,8	47,7
17.06.15 16:07	111331110	0,780	0,380	110,4	8,61	223,7	0,398	430,9	206,7	48,0
17.06.15 16:30	111331110	0,780	0,380	121,1	9,79	209,9	0,398	472,9	220,1	46,6
17.06.15 16:31	111331110	0,780	0,380	121,6	9,61	211,2	0,398	475,0	217,4	45,8
17.06.15 16:31	111331110	0,780	0,380	121,4	9,67	211,0	0,398	474,1	218,6	46,1
17.06.15 16:50	111331110	0,781	0,379	131,3	10,59	197,1	0,399	514,4	223,6	43,5

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
17.06.15 16:51	111331110	0,781	0,379	130,9	10,56	197,6	0,399	512,4	223,3	43,6
17.06.15 16:52	111331110	0,781	0,379	130,8	10,62	195,9	0,399	512,4	222,8	43,5
18.06.15 10:20	111331110	0,781	0,380	131,6	10,69	198,8	0,399	515,2	227,5	44,2
18.06.15 10:21	111331110	0,781	0,379	131,3	10,60	199,4	0,399	514,1	226,1	44,0
18.06.15 10:22	111331110	0,781	0,380	131,4	10,61	199,1	0,399	514,3	226,2	44,0
18.06.15 11:25	111331110	0,781	0,380	142,0	11,75	179,2	0,398	554,5	225,3	40,6
18.06.15 11:25	111331110	0,780	0,380	142,0	11,70	180,6	0,398	554,2	226,1	40,8
18.06.15 11:26	111331110	0,780	0,380	142,3	11,73	179,0	0,398	555,4	224,7	40,5
18.06.15 11:49	111331110	0,780	0,380	149,8	12,55	166,7	0,398	585,2	224,0	38,3
18.06.15 11:49	111331110	0,780	0,380	149,7	12,61	166,6	0,398	584,7	224,9	38,5
18.06.15 11:50	111331110	0,780	0,380	150,3	12,55	166,2	0,398	586,9	223,4	38,1
18.06.15 12:15	111331110	0,781	0,380	159,4	13,71	148,9	0,397	621,3	218,7	35,2
18.06.15 12:15	111331110	0,781	0,380	159,5	13,70	149,4	0,397	621,5	219,3	35,3
18.06.15 12:16	111331110	0,781	0,380	159,1	13,73	148,4	0,397	619,9	218,3	35,2
18.06.15 13:16	111331110	0,781	0,380	172,1	14,91	129,6	0,397	670,3	207,3	30,9
18.06.15 13:17	111331110	0,781	0,380	171,1	15,01	128,7	0,397	666,6	207,3	31,1
18.06.15 13:18	111331110	0,781	0,380	171,0	14,94	130,7	0,397	666,2	209,4	31,4
18.06.15 13:44	111331110	0,780	0,380	182,7	16,23	107,1	0,397	710,8	187,0	26,3
18.06.15 13:45	111331110	0,781	0,380	182,3	16,18	107,0	0,396	708,9	186,3	26,3
18.06.15 13:45	111331110	0,780	0,380	181,6	16,24	107,9	0,396	705,9	188,4	26,7
19.06.15 10:48	111331110	0,779	0,239	86,8	5,96	350,6	0,536	456,1	223,7	49,0
19.06.15 10:51	111331110	0,779	0,240	86,6	5,94	350,4	0,536	454,9	222,8	49,0
19.06.15 11:06	111331110	0,780	0,240	77,4	5,06	363,7	0,537	407,7	197,5	48,4
19.06.15 11:11	111331110	0,780	0,240	77,6	5,05	363,4	0,538	409,3	196,9	48,1
19.06.15 11:13	111331110	0,780	0,240	77,6	5,05	362,6	0,537	408,9	196,8	48,1
19.06.15 11:33	111331110	0,780	0,240	67,9	4,05	378,9	0,538	358,4	165,6	46,2
19.06.15 11:45	111331110	0,780	0,240	67,5	4,04	378,6	0,538	356,4	165,2	46,4
19.06.15 12:02	111331110	0,780	0,380	52,2	2,73	303,2	0,399	204,4	91,5	44,8
19.06.15 12:06	111331110	0,779	0,380	51,9	2,77	303,2	0,399	203,1	92,8	45,7
19.06.15 12:16	111331110	0,780	0,380	46,9	2,20	308,5	0,400	183,8	76,0	41,4
19.06.15 12:19	111331110	0,780	0,380	46,7	2,21	308,8	0,400	183,4	76,5	41,7
19.06.15 12:30	111331110	0,780	0,380	42,3	1,79	311,7	0,400	165,8	63,3	38,2
19.06.15 12:32	111331110	0,780	0,380	42,2	1,79	311,6	0,400	165,5	63,3	38,2
19.06.15 12:40	111331110	0,780	0,381	36,6	1,28	314,0	0,399	143,3	46,9	32,8
19.06.15 12:42	111331110	0,780	0,381	36,6	1,24	314,0	0,399	143,1	45,7	31,9
19.06.15 12:51	111331110	0,780	0,381	31,4	0,73	316,3	0,399	122,7	29,0	23,6
30.06.15 10:04	111111110	0,780	0,380	51,2	3,54	306,8	0,399	200,5	118,5	59,1
30.06.15 10:05	111111110	0,780	0,380	51,4	3,49	307,0	0,399	201,2	117,1	58,2
30.06.15 10:05	111111110	0,780	0,380	51,2	3,54	306,5	0,399	200,6	118,4	59,0
30.06.15 10:25	111111110	0,780	0,380	55,6	3,99	301,9	0,400	218,5	131,1	60,0
30.06.15 10:25	111111110	0,780	0,380	55,9	3,96	302,2	0,400	219,3	130,3	59,4
30.06.15 10:26	111111110	0,780	0,380	55,8	3,95	301,8	0,400	218,9	129,7	59,3
30.06.15 10:39	111111110	0,781	0,380	60,2	4,42	295,4	0,400	236,5	141,7	59,9
30.06.15 10:40	111111110	0,781	0,380	60,5	4,41	295,5	0,400	237,6	141,5	59,6
30.06.15 10:41	111111110	0,781	0,380	60,4	4,39	295,2	0,400	237,3	140,7	59,3
30.06.15 11:00	111111110	0,780	0,380	65,7	4,93	287,4	0,400	257,9	153,4	59,5

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
30.06.15 11:00	111111110	0,780	0,380	65,7	4,90	288,5	0,400	257,6	153,0	59,4
30.06.15 11:01	111111110	0,780	0,380	65,7	4,86	288,8	0,400	257,7	151,8	58,9
30.06.15 11:56	111111110	0,781	0,380	70,9	5,43	279,4	0,400	278,3	163,7	58,8
30.06.15 11:56	111111110	0,781	0,380	70,7	5,43	279,8	0,400	277,8	164,1	59,1
30.06.15 11:57	111111110	0,781	0,380	71,0	5,38	280,0	0,400	279,0	162,7	58,3
30.06.15 12:23	111111110	0,780	0,380	75,9	5,92	271,7	0,399	297,6	173,3	58,3
30.06.15 12:24	111111110	0,780	0,380	75,9	5,89	272,1	0,399	297,4	172,7	58,1
30.06.15 12:24	111111110	0,780	0,380	76,3	5,85	272,4	0,399	298,7	171,9	57,6
30.06.15 12:36	111111110	0,780	0,380	81,1	6,42	263,0	0,399	317,8	181,7	57,2
30.06.15 12:37	111111110	0,780	0,380	81,3	6,41	263,7	0,399	318,4	181,9	57,1
30.06.15 12:37	111111110	0,780	0,380	81,5	6,39	263,7	0,399	319,5	181,4	56,8
30.06.15 13:01	111111110	0,780	0,380	91,3	7,40	245,0	0,399	357,2	194,8	54,5
30.06.15 13:02	111111110	0,780	0,380	91,4	7,45	244,3	0,398	357,1	195,4	54,7
30.06.15 13:02	111111110	0,780	0,380	91,2	7,47	244,3	0,399	356,5	196,0	55,0
30.06.15 13:33	111111110	0,781	0,381	101,8	8,45	231,2	0,399	398,2	209,5	52,6
30.06.15 13:34	111111110	0,781	0,381	101,4	8,47	231,4	0,399	396,7	210,0	52,9
30.06.15 13:34	111111110	0,781	0,381	101,5	8,43	231,5	0,399	397,1	209,1	52,7
30.06.15 14:30	111111110	0,780	0,380	109,9	9,43	215,5	0,398	428,8	217,8	50,8
30.06.15 14:31	111111110	0,780	0,381	110,5	9,47	215,7	0,398	431,1	218,8	50,7
30.06.15 14:31	111111110	0,780	0,381	110,5	9,45	215,6	0,398	431,3	218,2	50,6
30.06.15 15:08	111111110	0,781	0,380	120,1	10,46	197,9	0,399	469,7	221,7	47,2
30.06.15 15:09	111111110	0,781	0,380	120,4	10,40	197,7	0,398	470,7	220,3	46,8
30.06.15 15:09	111111110	0,781	0,380	120,1	10,42	198,7	0,399	469,5	221,9	47,3
30.06.15 15:33	111111110	0,780	0,380	130,1	11,43	181,4	0,398	508,2	221,9	43,7
30.06.15 15:34	111111110	0,780	0,380	130,7	11,47	180,8	0,398	510,7	222,0	43,5
30.06.15 15:35	111111110	0,781	0,380	129,9	11,45	180,3	0,398	507,7	221,1	43,5
30.06.15 15:50	111111110	0,779	0,381	140,5	12,47	163,0	0,396	546,0	217,8	39,9
30.06.15 15:51	111111110	0,779	0,381	140,9	12,58	162,2	0,396	548,0	218,6	39,9
30.06.15 15:51	111111110	0,780	0,381	141,1	12,51	161,4	0,397	548,9	216,3	39,4
30.06.15 16:15	111111110	0,780	0,380	150,7	13,78	142,0	0,397	586,6	209,8	35,8
30.06.15 16:16	111111110	0,780	0,381	151,1	13,73	142,2	0,396	587,7	209,4	35,6
30.06.15 16:17	111111110	0,780	0,381	151,7	13,70	143,3	0,396	589,9	210,6	35,7
30.06.15 16:35	111111110	0,780	0,380	159,9	14,70	126,1	0,397	622,8	199,0	32,0
30.06.15 16:36	111111110	0,780	0,380	160,1	14,85	124,5	0,397	623,8	198,4	31,8
30.06.15 16:37	111111110	0,780	0,380	161,0	14,84	124,0	0,397	627,0	197,6	31,5
01.07.15 10:11	111111110	0,780	0,380	160,4	14,60	132,5	0,397	624,4	207,6	33,2
01.07.15 10:12	111111110	0,780	0,380	159,9	14,66	131,9	0,397	623,0	207,4	33,3
01.07.15 10:48	111111110	0,780	0,380	169,8	15,63	112,6	0,397	660,9	189,3	28,6
01.07.15 10:49	111111110	0,781	0,380	169,4	15,70	110,7	0,397	660,4	186,9	28,3
01.07.15 10:49	111111110	0,780	0,380	168,9	15,69	110,6	0,397	657,8	186,6	28,4
01.07.15 11:17	111111110	0,780	0,380	180,8	17,22	81,9	0,396	702,3	152,6	21,7
01.07.15 11:18	111111110	0,780	0,380	180,6	17,09	85,0	0,396	701,2	156,9	22,4
01.07.15 11:18	111111110	0,780	0,380	180,9	17,05	84,0	0,396	702,4	154,9	22,0
07.07.15 12:56	111121110	0,781	0,381	51,3	3,33	302,5	0,400	201,0	110,5	55,0
07.07.15 12:57	111121110	0,781	0,381	51,3	3,34	302,6	0,400	201,0	110,9	55,2
07.07.15 12:57	111121110	0,781	0,381	51,1	3,30	302,6	0,399	200,5	109,6	54,7

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
07.07.15 13:21	111121110	0,780	0,379	54,9	3,66	299,0	0,400	215,5	119,6	55,5
07.07.15 13:21	111121110	0,780	0,379	55,0	3,66	298,5	0,400	215,8	119,3	55,3
07.07.15 13:22	111121110	0,780	0,379	54,8	3,66	298,3	0,400	215,2	119,2	55,4
07.07.15 13:36	111121110	0,780	0,379	60,6	4,21	291,1	0,400	237,9	133,3	56,0
07.07.15 13:37	111121110	0,780	0,379	60,6	4,25	290,2	0,400	237,7	133,9	56,3
07.07.15 13:38	111121110	0,780	0,380	60,6	4,20	290,7	0,400	237,6	132,9	55,9
07.07.15 13:50	111121110	0,780	0,380	65,5	4,71	283,7	0,399	256,6	144,9	56,5
07.07.15 13:52	111121110	0,780	0,380	65,5	4,68	283,6	0,399	256,3	143,9	56,1
07.07.15 13:54	111121110	0,780	0,380	65,4	4,69	283,9	0,399	256,0	144,5	56,4
07.07.15 14:54	111121110	0,780	0,380	70,5	5,16	275,9	0,399	276,1	154,1	55,8
07.07.15 14:55	111121110	0,780	0,380	70,1	5,20	275,7	0,399	274,5	154,9	56,4
07.07.15 15:14	111121110	0,780	0,381	70,3	5,24	275,4	0,399	275,1	156,0	56,7
07.07.15 15:39	111121110	0,780	0,381	75,4	5,65	268,2	0,399	294,8	163,4	55,4
07.07.15 15:41	111121110	0,780	0,381	75,6	5,72	267,4	0,399	295,6	165,1	55,8
07.07.15 15:42	111121110	0,780	0,381	75,8	5,71	267,4	0,399	296,4	164,7	55,5
07.07.15 16:05	111121110	0,780	0,379	80,7	6,23	259,4	0,400	316,6	174,3	55,0
07.07.15 16:06	111121110	0,780	0,379	80,8	6,18	260,8	0,400	317,2	173,7	54,8
07.07.15 16:07	111121110	0,780	0,380	80,7	6,19	260,2	0,400	316,5	173,7	54,9
07.07.15 16:31	111121110	0,780	0,380	85,9	6,72	251,7	0,399	336,4	181,9	54,1
07.07.15 16:32	111121110	0,780	0,380	85,9	6,73	251,5	0,399	336,2	182,2	54,2
07.07.15 16:35	111121110	0,780	0,379	85,9	6,72	252,1	0,399	336,2	182,2	54,2
07.07.15 16:53	111121110	0,779	0,379	91,7	7,27	241,7	0,399	359,2	188,8	52,6
07.07.15 16:54	111121110	0,779	0,379	91,6	7,26	241,7	0,399	358,7	188,8	52,6
07.07.15 16:55	111121110	0,779	0,379	91,9	7,30	241,2	0,399	359,8	189,3	52,6
08.07.15 10:19	111121110	0,780	0,380	91,0	7,04	251,0	0,399	356,6	190,0	53,3
08.07.15 10:20	111121110	0,780	0,380	90,8	7,07	250,9	0,399	355,8	190,7	53,6
08.07.15 10:42	111121110	0,779	0,381	101,9	8,20	233,2	0,398	397,3	205,1	51,6
08.07.15 10:43	111121110	0,779	0,381	102,3	8,12	234,0	0,397	398,8	204,0	51,1
08.07.15 10:44	111121110	0,780	0,381	102,2	8,17	233,8	0,398	398,8	204,8	51,4
08.07.15 11:09	111121110	0,780	0,380	109,8	8,88	223,1	0,399	429,4	212,5	49,5
08.07.15 11:10	111121110	0,780	0,379	110,4	8,90	222,5	0,399	432,1	212,4	49,1
08.07.15 11:11	111121110	0,780	0,379	110,2	8,97	221,2	0,399	431,7	212,8	49,3
08.07.15 11:42	111121110	0,780	0,381	121,7	10,15	203,3	0,397	474,3	220,9	46,6
08.07.15 11:42	111121110	0,780	0,381	121,1	10,13	204,0	0,397	472,0	221,4	46,9
08.07.15 11:43	111121110	0,780	0,381	121,7	10,09	204,4	0,397	474,3	220,9	46,6
08.07.15 12:12	111121110	0,780	0,380	130,9	11,05	189,1	0,398	510,8	223,7	43,8
08.07.15 12:12	111121110	0,780	0,380	130,7	10,97	189,4	0,398	509,7	222,5	43,6
08.07.15 12:14	111121110	0,780	0,380	130,5	11,08	187,3	0,399	510,3	222,3	43,6
08.07.15 12:46	111121110	0,780	0,380	140,8	12,16	170,2	0,397	548,1	221,6	40,4
08.07.15 12:46	111121110	0,780	0,380	141,0	12,14	171,3	0,397	549,0	222,7	40,6
08.07.15 12:47	111121110	0,779	0,380	141,0	12,11	170,8	0,397	548,8	221,4	40,3
08.07.15 13:41	111121110	0,779	0,380	150,1	13,19	155,8	0,396	583,4	220,1	37,7
08.07.15 13:42	111121110	0,779	0,380	149,9	13,13	155,3	0,396	582,8	218,5	37,5
08.07.15 13:42	111121110	0,779	0,380	149,7	13,17	153,7	0,397	582,4	217,0	37,3
08.07.15 14:11	111121110	0,780	0,381	159,3	14,31	135,1	0,396	619,3	207,3	33,5
08.07.15 14:12	111121110	0,780	0,380	159,4	14,37	134,5	0,396	620,0	207,3	33,4

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
08.07.15 14:12	111121110	0,780	0,381	160,3	14,30	134,4	0,396	623,1	206,1	33,1
08.07.15 14:36	111121110	0,779	0,380	170,5	15,40	115,2	0,396	661,7	190,8	28,8
08.07.15 14:36	111121110	0,780	0,380	169,5	15,43	114,3	0,396	658,6	189,6	28,8
08.07.15 14:37	111121110	0,780	0,380	170,2	15,38	114,4	0,396	661,8	189,1	28,6
08.07.15 15:14	111121110	0,781	0,380	178,3	16,47	95,7	0,397	693,5	170,0	24,5
08.07.15 15:14	111121110	0,781	0,380	180,2	16,41	95,5	0,397	700,9	169,1	24,1
08.07.15 15:15	111121110	0,780	0,380	178,6	16,38	97,8	0,396	693,8	172,5	24,9
14.07.15 10:01	111131110	0,780	0,380	50,4	2,60	306,5	0,400	197,6	88,5	44,8
14.07.15 10:02	111131110	0,780	0,380	50,3	2,61	306,6	0,400	197,4	88,8	45,0
14.07.15 10:02	111131110	0,780	0,380	50,3	2,62	306,4	0,400	197,4	88,9	45,1
14.07.15 10:35	111131110	0,780	0,380	55,7	3,17	300,6	0,400	218,2	104,6	47,9
14.07.15 10:36	111131110	0,780	0,380	55,6	3,17	300,7	0,399	217,9	104,6	48,0
14.07.15 10:36	111131110	0,780	0,380	55,6	3,16	300,8	0,400	217,8	104,3	47,9
14.07.15 11:03	111131110	0,780	0,380	60,8	3,67	294,6	0,399	238,2	118,2	49,6
14.07.15 11:04	111131110	0,780	0,380	60,9	3,65	294,8	0,399	238,3	117,6	49,4
14.07.15 11:04	111131110	0,780	0,380	61,0	3,63	295,0	0,399	238,7	117,1	49,1
14.07.15 11:20	111131110	0,780	0,380	65,8	4,16	288,3	0,399	257,8	130,5	50,6
14.07.15 11:21	111131110	0,780	0,380	65,9	4,17	288,4	0,399	258,3	130,8	50,7
14.07.15 11:22	111131110	0,780	0,380	65,9	4,15	288,7	0,399	258,4	130,4	50,5
14.07.15 11:49	111131110	0,780	0,380	70,9	4,65	281,1	0,399	277,6	141,7	51,0
14.07.15 11:50	111131110	0,780	0,380	71,4	4,63	280,9	0,399	279,6	141,0	50,4
14.07.15 11:50	111131110	0,780	0,380	71,0	4,71	280,5	0,399	278,2	143,3	51,5
14.07.15 12:24	111131110	0,779	0,380	76,0	5,17	271,0	0,399	297,5	151,5	50,9
14.07.15 12:25	111131110	0,779	0,380	75,9	5,19	271,2	0,399	297,0	152,2	51,3
14.07.15 12:26	111131110	0,780	0,380	76,0	5,22	270,7	0,399	297,4	152,9	51,4
14.07.15 12:55	111131110	0,780	0,380	81,6	5,77	261,7	0,399	319,3	163,0	51,0
14.07.15 12:55	111131110	0,780	0,380	81,1	5,73	261,6	0,399	317,4	162,0	51,0
14.07.15 12:56	111131110	0,780	0,380	81,3	5,71	261,7	0,399	318,2	161,4	50,7
14.07.15 13:19	111131110	0,779	0,380	86,4	6,22	253,0	0,398	337,4	169,7	50,3
14.07.15 13:20	111131110	0,779	0,380	86,5	6,24	252,5	0,398	338,2	169,8	50,2
14.07.15 13:20	111131110	0,779	0,380	86,6	6,26	251,1	0,399	338,7	169,6	50,1
14.07.15 14:07	111131110	0,780	0,380	91,8	6,87	241,7	0,399	359,5	178,7	49,7
14.07.15 14:07	111131110	0,780	0,380	91,8	6,77	242,4	0,399	359,0	176,8	49,2
14.07.15 14:09	111131110	0,780	0,380	92,0	6,83	241,4	0,399	360,3	177,6	49,3
14.07.15 14:33	111131110	0,779	0,380	97,3	7,36	233,1	0,398	380,1	184,7	48,6
14.07.15 14:33	111131110	0,779	0,380	97,3	7,42	233,4	0,398	379,8	186,2	49,0
14.07.15 14:34	111131110	0,779	0,380	97,2	7,38	233,6	0,398	379,4	185,3	48,9
14.07.15 15:08	111131110	0,780	0,381	102,2	7,79	227,3	0,398	399,5	190,4	47,7
14.07.15 15:08	111131110	0,780	0,381	101,7	7,82	226,9	0,399	397,8	190,7	47,9
14.07.15 15:10	111131110	0,780	0,381	101,7	7,84	226,9	0,398	397,5	191,2	48,1
14.07.15 15:57	111131110	0,781	0,380	111,1	8,72	219,1	0,399	435,5	204,9	47,0
14.07.15 15:58	111131110	0,781	0,380	111,2	8,79	218,5	0,399	435,6	205,9	47,3
14.07.15 15:59	111131110	0,781	0,380	111,0	8,74	219,7	0,399	435,0	206,1	47,4
15.07.15 10:07	111131110	0,780	0,380	111,9	8,72	222,4	0,398	436,5	207,9	47,6
15.07.15 10:07	111131110	0,780	0,381	111,7	8,76	222,1	0,398	435,7	208,6	47,9
15.07.15 10:31	111131110	0,780	0,380	121,2	9,70	207,7	0,398	472,8	215,8	45,6

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
15.07.15 10:32	111131110	0,780	0,380	121,2	9,76	208,1	0,398	472,6	217,6	46,0
15.07.15 10:32	111131110	0,779	0,380	122,2	9,68	208,9	0,398	476,6	216,6	45,4
15.07.15 11:10	111131110	0,780	0,380	131,5	10,76	189,8	0,398	513,7	218,7	42,6
15.07.15 11:12	111131110	0,780	0,381	131,2	10,62	191,8	0,397	511,1	218,2	42,7
15.07.15 11:12	111131110	0,780	0,381	131,0	10,77	190,1	0,397	510,7	219,4	43,0
15.07.15 11:44	111131110	0,780	0,381	139,6	11,66	175,2	0,397	544,4	218,8	40,2
15.07.15 11:44	111131110	0,780	0,381	138,2	11,62	175,8	0,397	538,6	218,8	40,6
15.07.15 11:45	111131110	0,780	0,381	139,6	11,60	175,3	0,397	543,8	217,9	40,1
15.07.15 12:54	111131110	0,781	0,380	151,1	12,83	160,0	0,398	590,2	219,9	37,3
15.07.15 12:55	111131110	0,780	0,380	150,6	12,74	160,1	0,398	588,0	218,4	37,1
15.07.15 12:55	111131110	0,781	0,380	150,4	12,95	156,1	0,398	587,1	216,5	36,9
15.07.15 13:31	111131110	0,780	0,379	161,4	13,88	143,0	0,398	629,7	212,7	33,8
15.07.15 13:32	111131110	0,780	0,379	159,9	13,83	143,8	0,398	624,0	213,1	34,2
15.07.15 13:33	111131110	0,780	0,379	160,3	13,83	143,3	0,398	625,3	212,5	34,0
15.07.15 14:04	111131110	0,780	0,380	173,1	15,15	123,4	0,396	672,5	200,7	29,8
15.07.15 14:04	111131110	0,780	0,380	172,6	15,17	121,5	0,396	671,0	197,9	29,5
15.07.15 14:05	111131110	0,780	0,380	171,1	15,20	120,7	0,397	665,7	197,1	29,6
15.07.15 14:05	111131110	0,780	0,380	171,1	15,20	120,7	0,397	665,7	197,1	29,6
15.07.15 14:40	111131110	0,781	0,379	177,5	15,91	110,1	0,397	691,6	188,3	27,2
15.07.15 14:40	111131110	0,781	0,379	177,5	15,91	110,1	0,397	691,6	188,3	27,2
15.07.15 14:41	111131110	0,781	0,379	177,8	15,84	111,1	0,398	693,5	189,3	27,3
15.07.15 14:41	111131110	0,781	0,379	176,7	15,87	111,2	0,397	689,0	189,6	27,5
15.07.15 14:41	111131110	0,781	0,379	177,8	15,84	111,1	0,398	693,5	189,3	27,3
15.07.15 14:41	111131110	0,781	0,379	176,7	15,87	111,2	0,397	689,0	189,6	27,5
27.05.16 09:51	112211120	0,779	0,379	50,3	3,59	290,3	0,400	197,2	113,9	57,8
27.05.16 09:52	112211120	0,779	0,379	50,4	3,60	290,5	0,400	197,4	114,3	57,9
27.05.16 10:09	112211120	0,780	0,380	56,0	4,15	283,1	0,399	219,2	127,8	58,3
27.05.16 10:10	112211120	0,780	0,380	56,0	4,15	282,5	0,399	219,1	127,6	58,2
27.05.16 10:22	112211120	0,779	0,380	60,3	4,56	276,5	0,399	236,2	136,8	57,9
27.05.16 10:23	112211120	0,779	0,380	59,9	4,55	276,9	0,399	234,5	136,7	58,3
27.05.16 10:36	112211120	0,779	0,380	65,2	5,05	268,9	0,399	255,2	147,0	57,6
27.05.16 10:37	112211120	0,779	0,380	65,4	5,02	269,1	0,399	255,9	146,4	57,2
27.05.16 10:45	112211120	0,779	0,380	70,1	5,53	261,2	0,399	274,2	156,1	56,9
27.05.16 10:46	112211120	0,779	0,380	70,2	5,51	261,6	0,399	274,6	155,8	56,7
27.05.16 10:55	112211120	0,779	0,380	75,4	6,04	253,3	0,398	294,7	165,1	56,0
27.05.16 10:56	112211120	0,779	0,380	75,4	6,03	252,7	0,398	294,7	164,5	55,8
27.05.16 11:04	112211120	0,780	0,380	80,6	6,59	245,0	0,399	315,6	173,9	55,1
27.05.16 11:05	112211120	0,780	0,380	80,9	6,50	246,3	0,399	316,8	172,5	54,4
27.05.16 11:16	112211120	0,780	0,380	86,0	7,05	238,0	0,399	337,0	180,5	53,6
27.05.16 11:17	112211120	0,780	0,380	85,8	7,05	237,9	0,399	336,0	180,6	53,7
27.05.16 11:30	112211120	0,780	0,380	91,1	7,60	228,8	0,399	356,2	187,0	52,5
27.05.16 11:31	112211120	0,780	0,380	91,3	7,59	228,9	0,399	357,1	186,7	52,3
27.05.16 11:44	112211120	0,780	0,379	94,9	8,03	221,3	0,399	371,8	191,1	51,4
27.05.16 11:45	112211120	0,780	0,380	95,6	8,02	221,5	0,399	374,3	190,9	51,0
27.05.16 11:54	112211120	0,780	0,380	100,0	8,44	215,0	0,398	390,6	194,9	49,9
27.05.16 11:55	112211120	0,780	0,381	100,2	8,49	214,9	0,398	390,7	196,1	50,2

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q ls^{-1}	n min^{-1}	M Nm	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
27.05.16 12:01	112211120	0,780	0,380	110,0	9,41	200,6	0,398	429,8	202,7	47,2
27.05.16 12:02	112211120	0,780	0,380	109,7	9,48	200,7	0,398	428,8	204,1	47,6
27.05.16 12:09	112211120	0,779	0,380	119,7	10,39	186,9	0,398	466,7	208,3	44,6
27.05.16 12:10	112211120	0,779	0,380	120,3	10,40	186,7	0,398	469,5	208,2	44,4
27.05.16 12:17	112211120	0,779	0,380	130,1	11,37	172,5	0,397	506,9	210,3	41,5
27.05.16 12:18	112211120	0,780	0,380	129,4	11,45	171,6	0,398	504,7	210,8	41,8
27.05.16 12:27	112211120	0,780	0,380	140,3	12,40	157,6	0,398	547,4	209,5	38,3
27.05.16 12:27	112211120	0,780	0,380	140,4	12,43	157,3	0,398	548,0	209,7	38,3
27.05.16 12:34	112211120	0,780	0,380	150,1	13,34	139,4	0,397	584,5	199,7	34,2
27.05.16 12:35	112211120	0,779	0,380	149,3	13,45	138,9	0,396	580,3	200,6	34,6
27.05.16 12:47	112211120	0,781	0,381	161,4	14,49	123,2	0,397	628,5	191,8	30,5
27.05.16 12:48	112211120	0,781	0,380	159,8	14,47	124,0	0,397	622,3	192,7	31,0
27.05.16 13:03	112211120	0,780	0,380	169,5	15,59	103,4	0,397	660,3	173,7	26,3
27.05.16 13:04	112211120	0,780	0,380	170,2	15,49	104,5	0,396	661,6	174,5	26,4
27.05.16 13:18	112211120	0,779	0,381	181,1	16,59	88,3	0,395	701,3	158,3	22,6
07.06.16 12:12	112211120	0,780	0,310	50,1	3,52	339,7	0,469	230,8	130,2	56,4
07.06.16 12:13	112211120	0,780	0,310	50,2	3,54	340,6	0,470	231,2	131,3	56,8
07.06.16 12:22	112211120	0,780	0,309	55,7	4,08	333,3	0,470	256,5	147,4	57,5
07.06.16 12:23	112211120	0,780	0,309	55,2	4,09	333,2	0,470	254,6	147,7	58,0
07.06.16 12:29	112211120	0,780	0,309	60,1	4,51	325,5	0,469	276,5	158,7	57,4
07.06.16 12:32	112211120	0,779	0,310	60,3	4,56	323,7	0,468	277,1	159,4	57,5
07.06.16 12:37	112211120	0,780	0,310	65,1	5,00	317,6	0,468	299,1	171,2	57,2
07.06.16 12:38	112211120	0,780	0,310	65,0	5,03	317,0	0,468	298,4	171,8	57,6
07.06.16 12:44	112211120	0,780	0,310	69,9	5,48	310,7	0,468	320,8	183,2	57,1
07.06.16 12:45	112211120	0,780	0,310	70,0	5,47	310,4	0,468	321,3	182,8	56,9
07.06.16 12:52	112211120	0,780	0,310	75,6	6,00	302,5	0,468	347,4	194,9	56,1
07.06.16 12:53	112211120	0,779	0,310	75,5	6,01	302,0	0,468	346,8	195,0	56,2
07.06.16 12:59	112211120	0,780	0,310	80,6	6,59	294,8	0,468	370,3	208,3	56,2
07.06.16 13:00	112211120	0,780	0,310	80,9	6,52	295,9	0,469	371,7	206,8	55,6
07.06.16 13:04	112211120	0,780	0,310	85,9	7,05	287,2	0,468	394,1	217,0	55,1
07.06.16 13:05	112211120	0,780	0,311	85,4	7,02	287,6	0,467	391,4	216,5	55,3
07.06.16 13:13	112211120	0,780	0,310	90,9	7,57	278,7	0,468	417,3	225,8	54,1
07.06.16 13:14	112211120	0,780	0,310	90,8	7,60	277,8	0,468	416,6	226,1	54,3
07.06.16 13:22	112211120	0,780	0,310	95,5	8,06	270,4	0,468	438,2	233,0	53,2
07.06.16 13:23	112211120	0,780	0,310	95,2	8,01	270,7	0,468	436,9	232,1	53,1
07.06.16 13:28	112211120	0,780	0,310	100,8	8,53	263,3	0,468	462,5	240,1	51,9
07.06.16 13:30	112211120	0,780	0,310	100,7	8,52	264,6	0,467	461,8	241,1	52,2
07.06.16 13:36	112211120	0,780	0,310	110,9	9,54	248,7	0,467	507,8	253,5	49,9
07.06.16 13:37	112211120	0,780	0,310	111,2	9,59	247,5	0,467	509,3	253,4	49,8
07.06.16 13:46	112211120	0,780	0,310	119,9	10,43	236,7	0,467	549,2	263,3	47,9
07.06.16 13:47	112211120	0,780	0,310	119,8	10,55	236,1	0,467	548,4	265,7	48,4
07.06.16 13:52	112211120	0,780	0,310	130,8	11,47	221,1	0,466	598,3	270,5	45,2
07.06.16 13:54	112211120	0,780	0,310	130,3	11,56	218,7	0,466	595,4	269,7	45,3
07.06.16 14:00	112211120	0,780	0,310	141,2	12,43	206,2	0,465	643,9	273,3	42,4
07.06.16 14:01	112211120	0,780	0,310	140,0	12,52	205,0	0,465	638,0	273,6	42,9
07.06.16 14:08	112211120	0,780	0,310	150,3	13,54	190,9	0,465	685,5	275,6	40,2

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Datum	Setup	h_1 m	h_2 m	Q l s^{-1}	n min^{-1}	M N m	ΔH m	P_{Hy} W	P_{Me} W	η_{Hy} %
07.06.16 14:11	112211120	0,780	0,311	150,0	13,50	188,9	0,464	682,9	272,1	39,8
07.06.16 14:23	112211120	0,780	0,310	160,1	14,46	172,9	0,464	728,4	266,6	36,6
07.06.16 14:24	112211120	0,781	0,310	159,3	14,53	172,3	0,465	726,7	267,0	36,7
07.06.16 14:35	112211120	0,780	0,310	169,8	15,47	156,1	0,463	771,9	257,7	33,4
07.06.16 14:36	112211120	0,780	0,310	169,6	15,59	154,2	0,463	770,4	256,7	33,3
07.06.16 14:43	112211120	0,781	0,311	181,0	16,71	136,5	0,462	820,9	243,7	29,7
07.06.16 14:45	112211120	0,781	0,310	180,4	16,71	136,1	0,463	819,0	243,1	29,7
07.06.16 15:05	112211120	0,780	0,241	49,9	3,50	375,3	0,538	263,2	142,4	54,1
07.06.16 15:07	112211120	0,780	0,241	49,9	3,56	375,5	0,538	263,7	144,9	55,0
07.06.16 15:13	112211120	0,780	0,240	59,8	4,54	360,3	0,538	315,9	176,1	55,8
07.06.16 15:17	112211120	0,780	0,240	59,8	4,54	359,8	0,538	315,7	175,8	55,7
07.06.16 15:25	112211120	0,780	0,240	70,0	5,46	346,5	0,538	369,4	203,1	55,0
07.06.16 15:26	112211120	0,780	0,240	69,6	5,46	346,1	0,538	367,4	202,9	55,2
07.06.16 15:31	112211120	0,779	0,240	80,2	6,51	329,2	0,536	421,8	229,2	54,3
07.06.16 15:32	112211120	0,779	0,240	80,3	6,53	329,8	0,537	422,9	230,4	54,5
07.06.16 15:39	112211120	0,779	0,240	90,8	7,47	314,5	0,536	477,0	250,7	52,6
07.06.16 15:40	112211120	0,780	0,240	91,2	7,56	313,0	0,536	479,3	252,8	52,7
07.06.16 15:45	112211120	0,780	0,240	100,7	8,47	298,3	0,535	528,4	269,7	51,0
07.06.16 15:47	112211120	0,780	0,240	101,0	8,53	297,7	0,535	530,0	270,9	51,1
07.06.16 15:49	112211120	0,780	0,240	109,8	9,47	283,3	0,534	575,8	286,0	49,7
07.06.16 15:52	112211120	0,780	0,239	110,4	9,48	283,5	0,534	578,7	286,4	49,5
07.06.16 15:57	112211120	0,780	0,240	120,1	10,40	267,6	0,533	628,3	296,4	47,2
07.06.16 15:58	112211120	0,779	0,240	120,3	10,44	267,4	0,533	628,9	297,2	47,3
07.06.16 16:05	112211120	0,780	0,239	131,0	11,44	249,8	0,532	684,0	304,3	44,5
07.06.16 16:08	112211120	0,780	0,240	130,4	11,49	249,5	0,533	681,1	305,1	44,8
07.06.16 16:09	112211120	0,780	0,240	141,3	12,48	232,4	0,531	736,3	308,5	41,9
07.06.16 16:13	112211120	0,780	0,240	140,1	12,46	232,7	0,530	728,9	308,5	42,3
07.06.16 16:14	112211120	0,780	0,240	149,9	13,38	219,9	0,529	778,1	313,1	40,2
07.06.16 16:22	112211120	0,780	0,240	150,2	13,50	217,7	0,529	779,8	312,6	40,1
07.06.16 16:34	112211120	0,779	0,240	160,9	14,60	201,2	0,527	832,0	312,5	37,6
10.06.16 11:19	112211120	0,780	0,379	75,5	5,97	254,7	0,400	296,2	164,2	55,4
10.06.16 11:24	112211120	0,780	0,379	75,3	5,99	254,6	0,400	295,3	164,5	55,7
10.06.16 11:31	112211120	0,780	0,379	75,2	5,98	254,5	0,400	295,2	164,3	55,7

C 2 Allgemeine Kennwerte

C 2.1 Drehzahl-Durchfluss und Drehzahl-Drehmoment Beziehung

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.2.2 (S. 80).

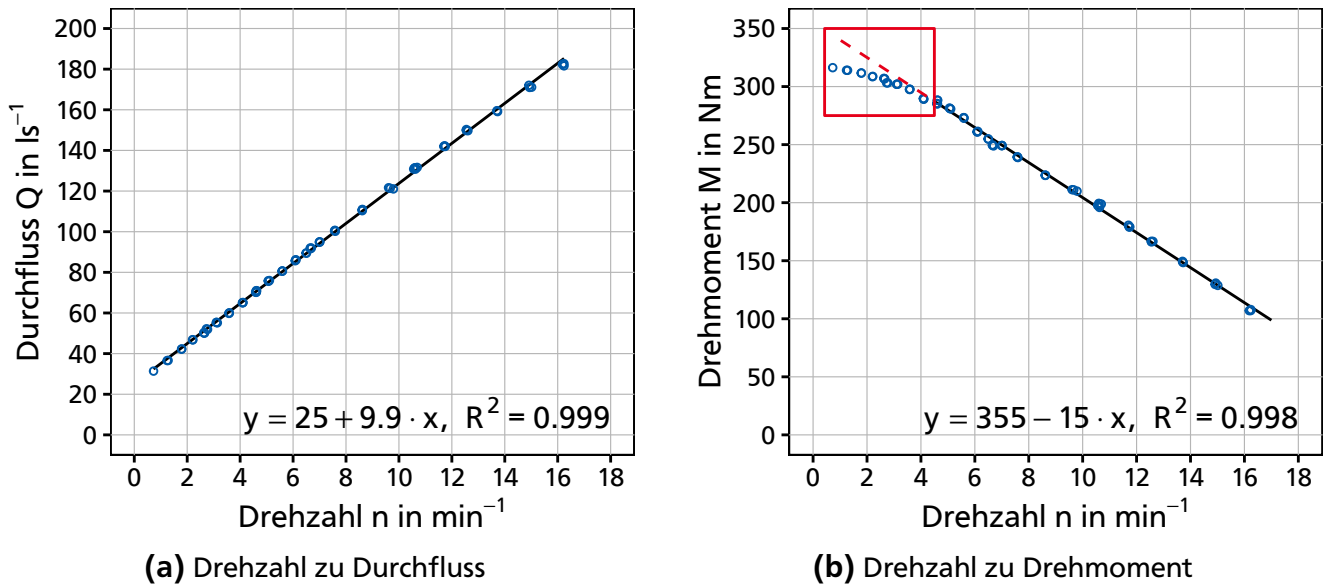


Abbildung 48: Zusammenhang von Drehzahl zu Durchfluss und Drehzahl zu Drehmoment am Beispiel von Setup 11331110 bei $h_1 = 0,78$ m und $h_2 = 0,38$ m

C 3 Spaltverlust

C 3.1 Verlustleistung

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.3.2 (S. 104).

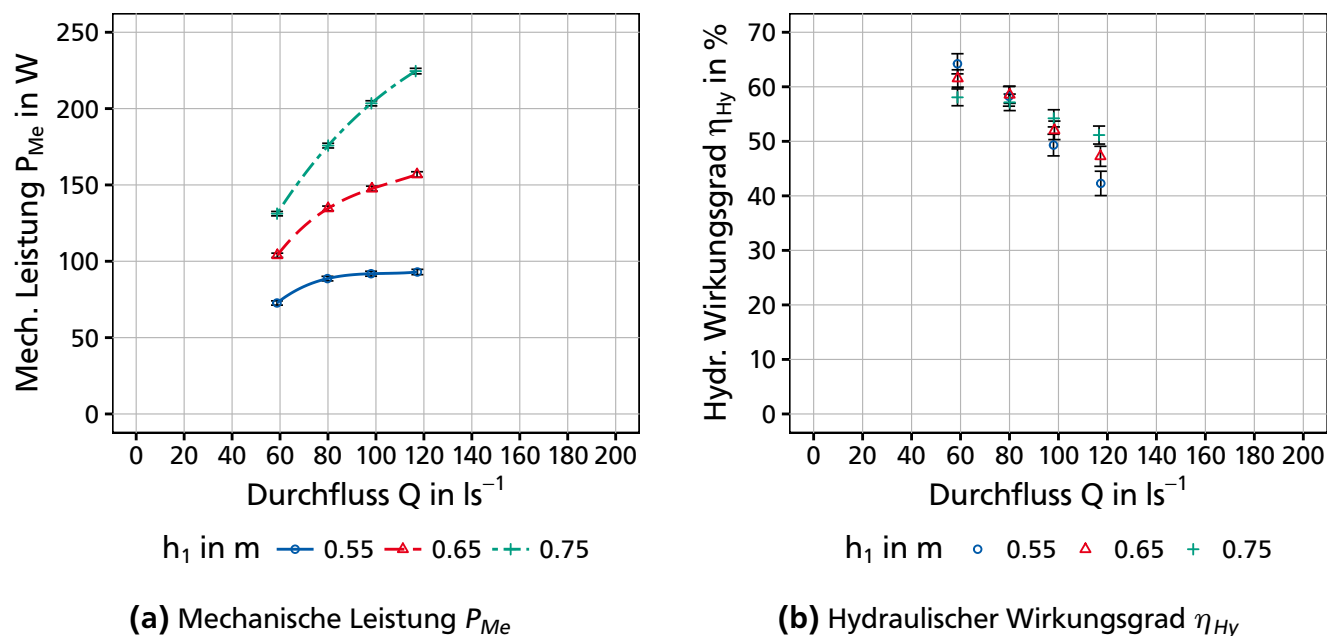
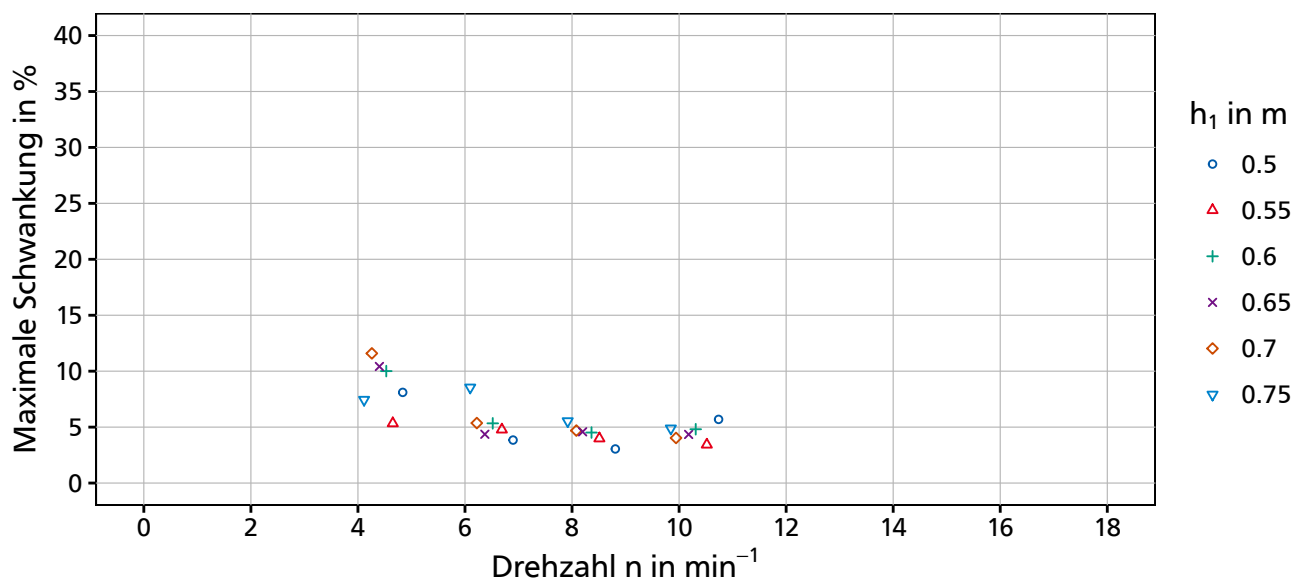


Abbildung 49: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Oberwasserstände am Beispiel von Schaufelaufsätzen aus Stahl/EPDM, 1 mm Spaltmaß mit $h_2 = 0,35$ m

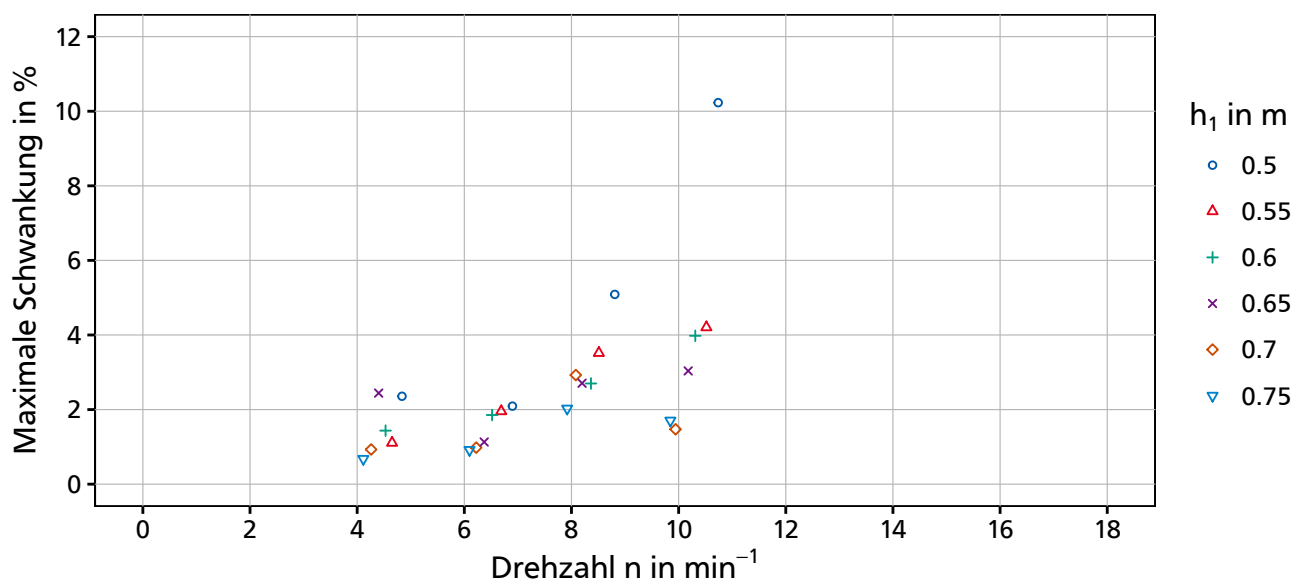
C 4 Analyse der Drehbewegung

C 4.1 Oberwasserstand

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.4.1 (S. 108).



(a) Maximale Drehzahlschwankung

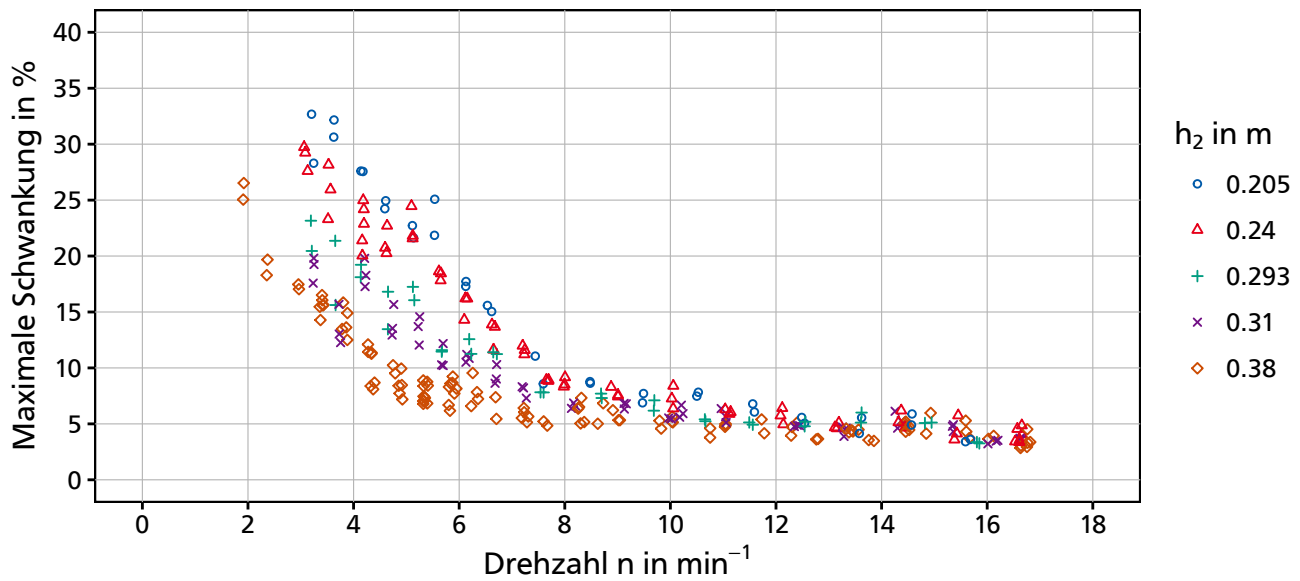


(b) Maximale Drehmomentschwankung

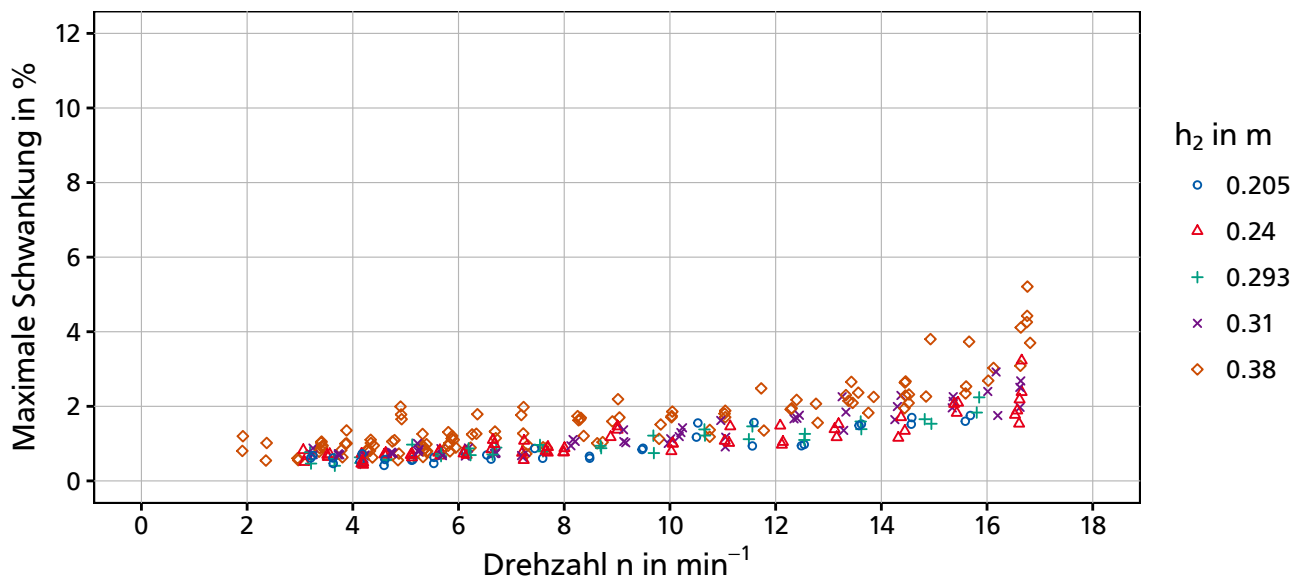
Abbildung 50: Drehzahl- und Drehmomentschwankungen bei unterschiedlichen Oberwasserständen und Durchflüssen

C 4.2 Unterwasserstand

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.4.2 (S. 111).



(a) Maximale Drehzahlschwankung



(b) Maximale Drehmomentschwankung

Abbildung 51: Drehzahl- und Drehmomentschwankungen bei unterschiedlichen Unterwasserständen und Durchflüssen

C 4.3 Spaltmaß

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.4.3 (S. 114).

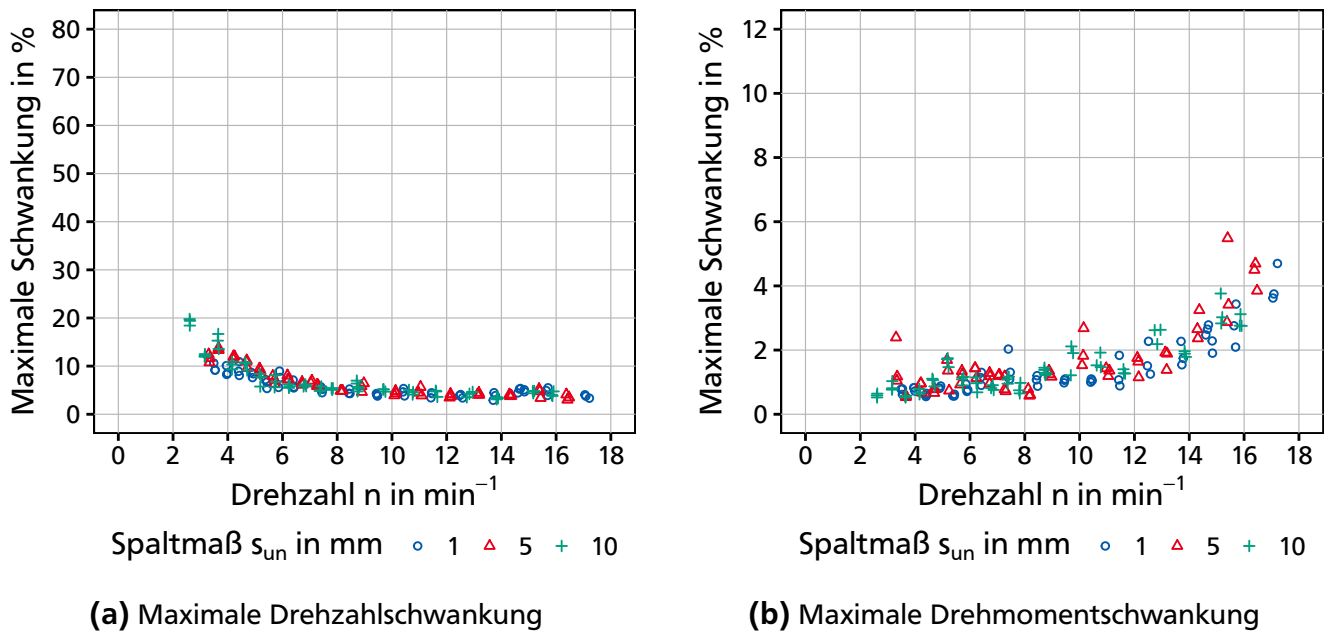
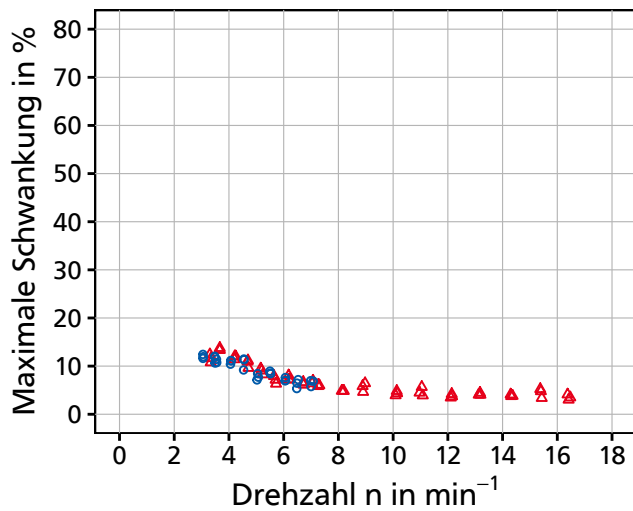


Abbildung 52: Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Spaltmaßen mit Schaufelaufsätzen aus Stahl

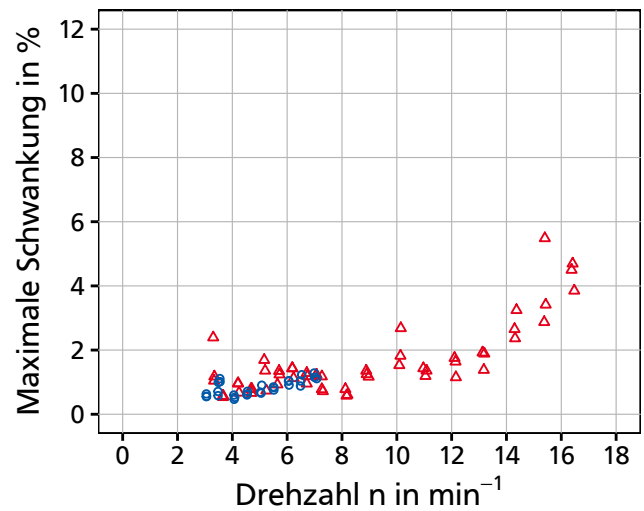
C 4.4 Schaufelaufsatz

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.4.4 (S. 115).



Schaufelaufsatz ○ Stahl/EPDM ▲ Stahl

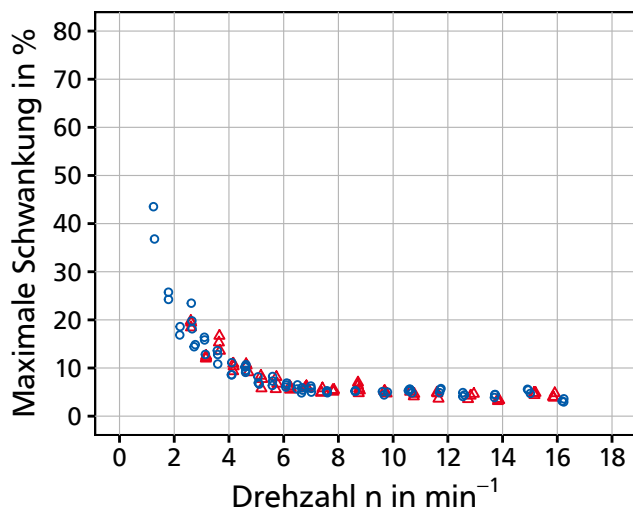
(a) Maximale Drehzahlschwankung



Schaufelaufsatz ○ Stahl/EPDM ▲ Stahl

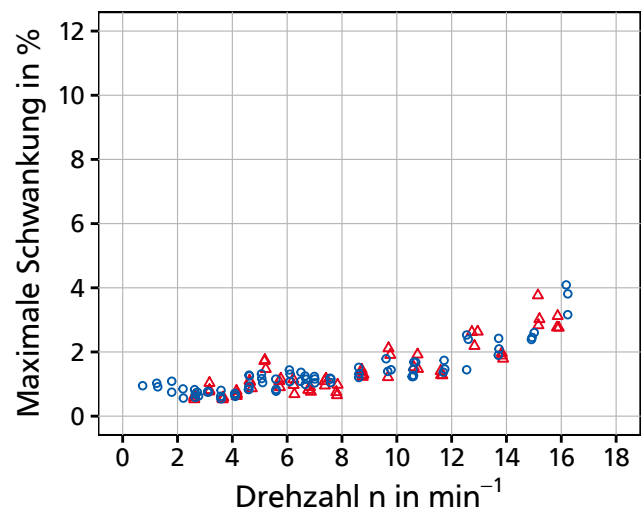
(b) Maximale Drehmomentschwankung

Abbildung 53: Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schaufelaufsätzen bei 5 mm Spaltmaß



Schaufelaufsatz ○ Stahl/EPDM ▲ Stahl

(a) Maximale Drehzahlschwankung



Schaufelaufsatz ○ Stahl/EPDM ▲ Stahl

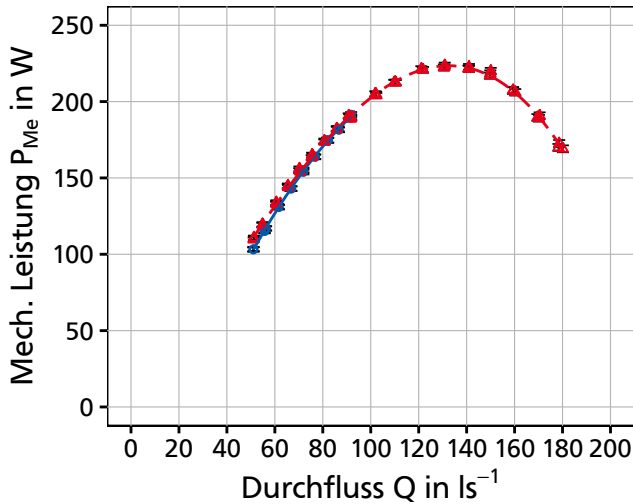
(b) Maximale Drehmomentschwankung

Abbildung 54: Maximale Drehzahl- und Drehmomentschwankung bei unterschiedlichen Schaufelaufsätzen bei 10 mm Spaltmaß

C 5 Geometrische Varianten

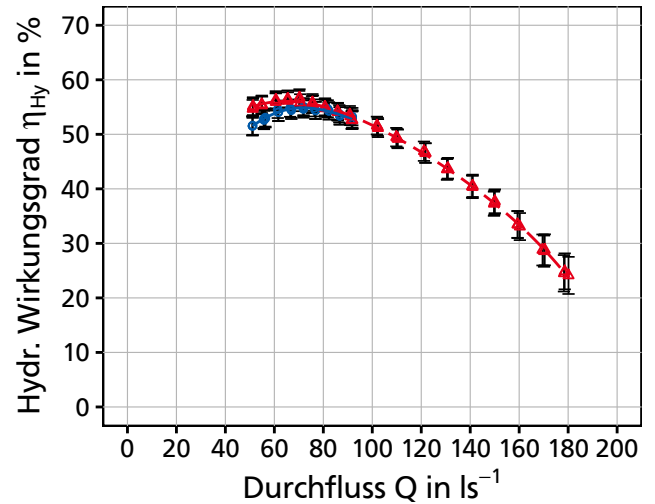
C 5.1 Schaufelaufsatz

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.5.1 (S. 120).



Schaufelaufsatz —●— Stahl/EPDM —▲— Stahl

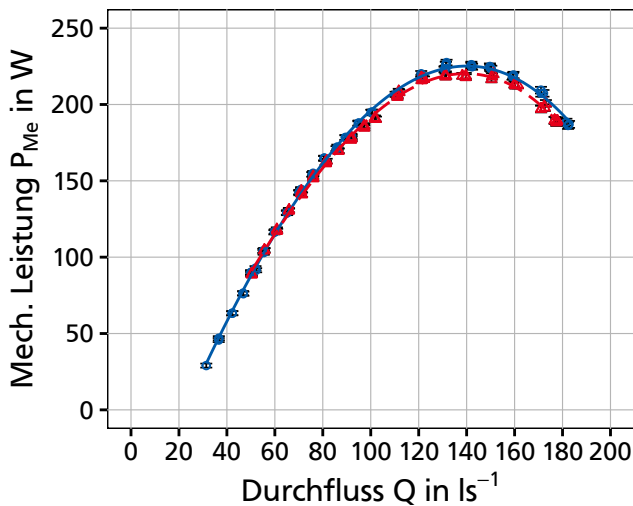
(a) Mechanische Leistung P_{Me}



Schaufelaufsatz —●— Stahl/EPDM —▲— Stahl

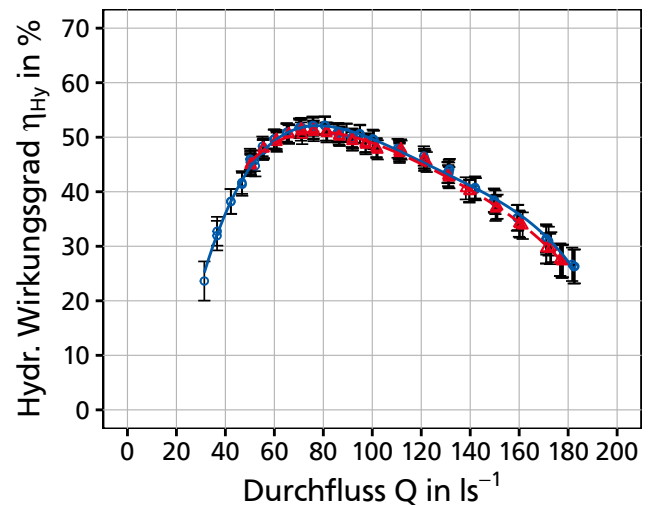
(b) Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy}

Abbildung 55: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelaufsätze bei 5 mm Spaltmaß



Schaufelaufsatz —●— Stahl/EPDM —▲— Stahl

(a) Mechanische Leistung P_{Me}



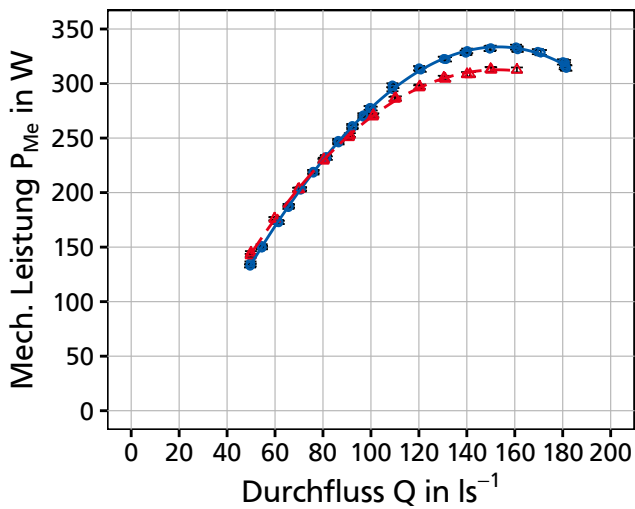
Schaufelaufsatz —●— Stahl/EPDM —▲— Stahl

(b) Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy}

Abbildung 56: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelaufsätze bei 10 mm Spaltmaß

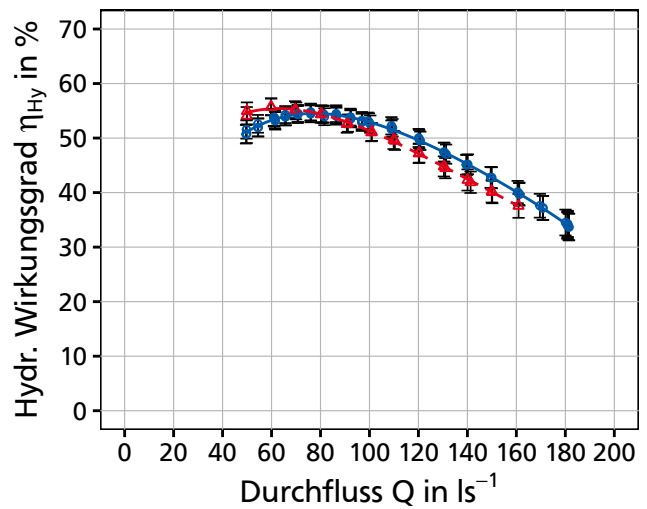
C 5.2 Schaufelform

Ergänzende Ergebnisse zu den Auswertungen in Kapitel 4.5.2 (S. 122).



Schaufelform — Form 1 — Form 2

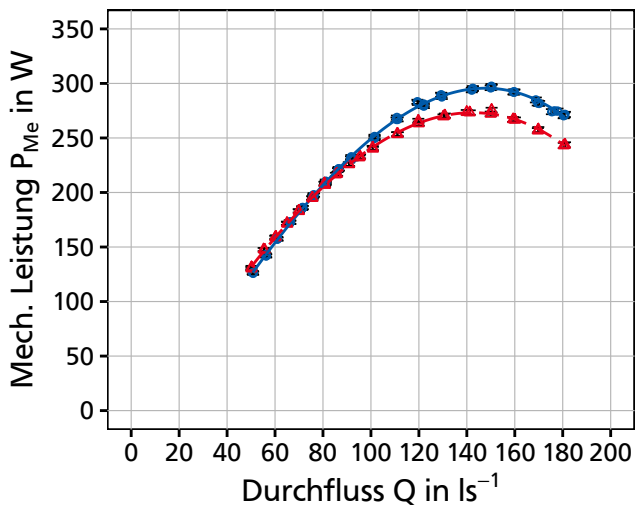
(a) Mechanische Leistung P_{Me}



Schaufelform — Form 1 — Form 2

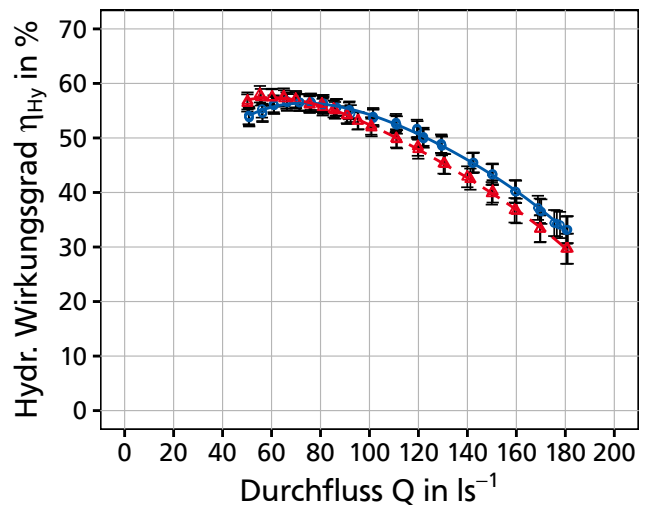
(b) Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy}

Abbildung 57: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelformen bei $h_1 = 0,78$ m und $h_2 = 0,24$ m



Schaufelform — Form 1 — Form 2

(a) Mechanische Leistung P_{Me}



Schaufelform — Form 1 — Form 2

(b) Hydraulischer Wirkungsgrad η_{Hy}

Abbildung 58: Vergleich von mechanischer Leistung P_{Me} und hydraulischem Wirkungsgrad η_{Hy} unterschiedlicher Schaufelformen bei $h_1 = 0,78$ m und $h_2 = 0,31$ m